This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

**Usage guidelines**

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.

+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.

+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.

+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

**About Google Book Search**

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at `http://books.google.com/`

Maschinentechnisches Versuchswesen · Band II

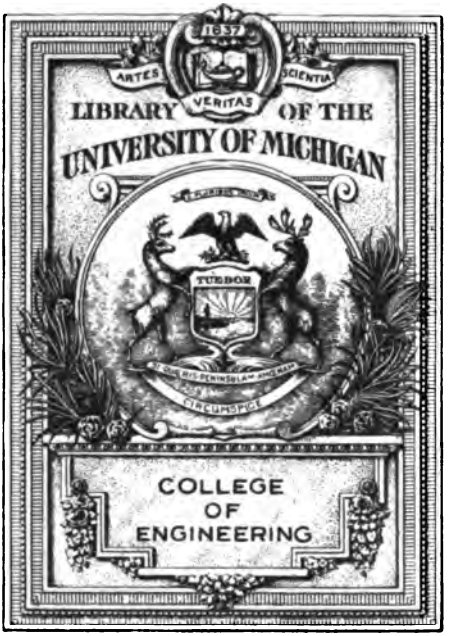
B 464591

A. Gramberg

# Maschinenuntersuchungen

## und das Verhalten der Maschinen im Betriebe

Digitized by Google




Digitized by Google

TJ
145
.G75

Digitized by Google

Digitized by Google

Maschinentechnisches Versuchswesen, Band II

# Maschinenuntersuchungen

## und das Verhalten der Maschinen im Betriebe

Ein Handbuch für Betriebsleiter,
ein Leitfaden zum Gebrauch bei Abnahmeversuchen
und für den Unterricht an Maschinenlaboratorien

Von

Prof. Dr.-Ing. A. Gramberg
in Höchst a. M.

Mit 300 Figuren im Text und auf 2 Tafeln

Berlin
Verlag von Julius Springer
1918

Digitized by Google

Alle Rechte,
insbesondere das der Übersetzung in fremde Sprachen,
vorbehalten.
Copyright 1918 by Julius Springer in Berlin.

Digitized by Google

# Vorwort.

Der Plan zu einem Buche über Maschinenuntersuchungen stammt aus dem Jahre 1902. Mannigfache Umstände hinderten damals die schnelle Fertigstellung, und so erschien zunächst unter dem Titel „Technische Messungen" derjenige Teil davon als selbständiges Werk, der die Meßinstrumente und die damit auszuführenden Einzelmessungen behandelt. Das Buch über Technische Messungen, das demnach als Einleitung zu dem nun vorliegenden gedacht war, ist inzwischen in drei Auflagen erschienen und hat sich für den Unterricht wie in der Industrie ein gewisses Ansehen erworben.

An diese beiden Kreise wendet sich auch das vorliegende Hauptwerk. Für den Unterricht an Maschinenlaboratorien soll es ein Leitfaden sein, der begründete Hinweise für die Anordnung und Durchführung der Versuche gibt und der vor allem, in Ergänzung der natürlich unersetzlichen persönlichen Unterweisung, den Studierenden anleiten, wie man aus einmal gegebenen kostbaren Versuchsergebnissen alles herauszieht, was in ihnen darinsteckt. Daneben will es der herstellenden Industrie im gleichen Sinne dienen; mehr und mehr werden die fertiggestellten Anlagen durch Abnahmeversuche geprüft, mehr und mehr bestrebt man sich aber auch in der Herstellung, durch genaue Untersuchung neu geschaffener Typen in einem Versuchsfeld und durch planmäßige Prüfung der Erzeugnisse in einem Prüffeld die Eignung der Fabrikate zu erproben und ihre Güte zu steigern, sowie Unterlagen für Gewährleistungen zu erlangen. Und weiterhin bricht sich in den die Maschinen benutzenden Kreisen immer mehr die Erkenntnis Bahn, daß planmäßig und sorgsam durchgeführte Untersuchungen zu Verbesserungen der Betriebsweise — z. B. Dauer- statt unterbrochenem Betrieb oder umgekehrt — führen, die die Versuche reichlich bezahlt macht.

Dank ihrer bequemen und von der Physik her schon bereitgestellten Meßmöglichkeiten ist die Elektrotechnik die Bahnbrecherin auf allen diesen Wegen gewesen; ihr ist die Maschinenindustrie nur zögernd nach Maßgabe der Entwicklung von Meßgeräten und Meßmethoden gefolgt. Zu lernen haben in dieser Hinsicht noch die Staats- und gelegentlich die städtischen Behörden, bei denen nach meinen vielfachen Erfahrungen die einfachsten, für die Beseitigung von Fehlern unbedingt nötigen Versuche deshalb nicht gemacht werden können, weil die Barmittel für kleine Beschaffungen an Instrumenten oder gar für Bezahlung eines Sachverständigen nicht verfügbar sind. So nimmt man dauernde Betriebsausgaben in den Kauf, die im Lauf der Zeit das Vielfache von Versuchskosten verzehren. Deshalb sei hier darauf hingewiesen, daß in den Voranschlag jeder Maschinenanlage — im weitesten Sinne des § 1, also z. B. auch bei Heizungsanlagen — ein ansehnlicher Betrag „für Versuche bei Inbetriebsetzung" aufzunehmen ist; je nach Art und Größe der Anlage wird derselbe 15 bis 5 Prozent der Beschaffungs

350338 Digitized by Google

kosten ausmachen müssen. Außerdem sei allgemein auf die Anmerkung S. 58 hingewiesen: Da sich für den Laienabnehmer die Beschaffung der Meßgeräte oft nicht lohnt, und da selbst ein zugezogener Sachverständiger sie nicht immer zur Verfügung hat, so verpflichte man beim Vertragsschluß den Lieferer zur Herleihung derselben in frisch geeichtem Zustand; Werke von neuzeitlicher Gesinnung werden dazu ohne weiteres in der Lage sein.

Den angedeuteten Zielen will das Buch durch Besprechung der Untersuchungsmethoden, vor allen Dingen aber dadurch gerecht werden, daß es die Ergebnisse fast durchweg eigener Versuchsreihen in großer, aber planmäßiger Mannigfaltigkeit und in sorgsamer Durcharbeitung gibt. Wer die Schwierigkeiten kennt, die das Ausmerzen aller wesentlichen Fehlerquellen schon vor der Versuchsdurchführung, aber auch bei der Auswertung bietet, der wird die in diesen Beispielen steckende Arbeit einzuschätzen wissen; möge ihr der Nutzen entsprechen.

Der Inhalt des Buches schließt sich an das im Unterricht am Danziger Maschinenlaboratorium Vorgetragene sowie an das an, was ich in einer jahrelang abgehaltenen Vorlesung über Maschinenuntersuchungen vorzubringen pflegte. Dabei war das Bestreben immer, durch den Versuch die Meßmethode zu zeigen, als Ergebnis im Ganzen aber nicht nur eine trockene Zahl, etwa einen Dampfverbrauch zu erhalten, sondern den Einfluß eines planmäßig geänderten Bestimmungsstückes auf das gesamte Verhalten der Maschine. Dieses Ergebnis ist wertvoller, weil es sich dem Gedächtnis einprägt und allgemein gültig ist.

Die einzelnen Versuchsreihen sind verschieden ausführlich behandelt, diejenigen am ausführlichsten, von denen anzunehmen ist, daß sie im Unterricht gleich anfangs vorgenommen werden; da es aber zweifelhaft ist, ob nun gerade der einfache Verbrauchsversuch am Kessel, an der Dampf- oder Gasmaschine zuerst vorkommt, so sind einige Grundbegriffe an mehreren dieser Stellen erläutert, um dem Anfänger das störende Nachschlagen auf Grund von Verweisungen zu ersparen.

Da nun die Ergebnisse solcher Versuchsreihen nicht nur die besondere Maschine, sondern qualitativ die Maschinengattung und die Betriebsweise kennzeichnen, so werden sie von Wert sein auch für den, der ohne Versuche im besonderen Fall zu machen sich nur über die Wirkung geplanter Änderungen aus Analogie- und Wahrscheinlichkeitsschlüssen belehren will — für den Betriebsleiter, in dessen Betrieb Maschinen laufen. Ihm gibt das Buch einen Überblick über die betriebsmäßigen Eigenschaften seiner Pflegebefohlenen, wie er ihn in der Literatur sonst meines Wissens nicht findet. Denn einerseits behandeln die Bücher der ernsteren technischen Literatur meist nur eine Maschinengattung, etwa die Dampfturbinen; andererseits wenden sie sich in erster Linie an den Konstrukteur und leiten ihn an, für einen bestimmten Zweck die beste Maschine zu entwerfen; die Frage aber, wie aus einer einmal vorhandenen Maschine das Bestmögliche für den Zweck oder gar bei einer Änderung der Zweckbestimmung zu ziehen sei, ist eine ganz andere, wie an mehreren Stellen des Buches (§ 75, § 104 a. E.), besonders dargelegt wird. Hier anregend zu wirken, ist eine Aufgabe, die

Digitized by Google

über den Rahmen der Maschinenuntersuchungen weit hinausgeht; ihr wird der Zusatz zum Titel gerecht.

Die Versuche sind großenteils an den Maschinen des Danziger Maschinenlaboratoriums vorgenommen worden; darin liegt insofern keine Beschränkung, als im Gegenteil für die Ausstattung des Laboratoriums in den ersten acht Jahren seines Bestehens vielfach der Gesichtspunkt maßgebend war, brauchbare Versuchsobjekte für eine Arbeit wie die vorliegende zu gewinnen. Daß Prof. A. Wagener, mein langjähriger Vorgesetzter, der meine bezüglichen Pläne kannte, mir nicht nur zu ihrer Verwirklichung in großzügiger Weise freie Hand ließ, sondern mich aus dem reichen Schatz seiner versuchstechnischen Erfahrungen mit Rat vielfach unterstützte, sei ihm, dem zu früh Verstorbenen, an dieser Stelle dankend gedacht.

Der Rest der Versuche stammt aus meiner beratenden Tätigkeit. Bei der endlichen Ausarbeitung mußte ich mir einige Beschränkung auferlegen, da der Krieg mich der Flugtechnik zuführte und die Einarbeitung in dieses Fach, erst als technischer Offizier, dann in der Industrie, jahrelang viel Kräfte absorbierte. So beschränkte ich den Umfang auf die allerwichtigsten Maschinenarten, obwohl mir für manche andere die Versuche fertig vorlagen. Sie werden einer hoffentlich erforderlichen späteren Auflage zugeführt werden. —

Die Rechnungen sind sehr sorgsam ausgeführt, insbesondere um Schwierigkeiten durch Unstimmigkeit zwischen den einzelnen Tabellen zu vermeiden. Fehlerfreiheit ist aber leider bei Arbeiten dieses Umfanges nicht erreichbar, und so werde ich für jeden Hinweis auf stehengebliebene Irrtümer — auch sachlicher Art — dankbar sein. Besondere Sorgfalt wurde auch darauf verwendet, daß überall die gegebene Stellenzahl der Versuchsgenauigkeit entspricht, das heißt sie reichlich aber nicht übermäßig deckt. In dieser und in der übersichtlichen und sachlichen Anordnung der Figuren und Tabellen wurde Vorbildlichkeit angestrebt. Für Mitteilung von Versehen, die doch noch stehenblieben, werde ich auch hier dankbar sein. Soweit es sich aber nicht um offenbare Versehen handelt, bitte ich, selbst diejenigen Anordnungen für wohlüberlegt zu halten, die zunächst auffallen. So sind alle Rechnungen mit dem 50-cm-Rechenschieber ausgeführt. An Stellen, wo nicht andere Gründe die Genauigkeit beschränken, werden 4 gültige Ziffern gegeben, wenn die erste Ziffer kleiner als 5 ist, sonst 3 gültige Ziffern, gegebenenfalls mit einer 5 als vierte Ziffer. Dann ist also gezählt: 3570; 3571; 3572 . . .; 0,3750; 0,3751; 0,3752 . . .; andererseits 67 500; 67 550; 67 600 . . .; 6750; 6755; 6760 . . .; 0,675; 0,6755; 0,676 und so fort. An Stellen minderer Genauigkeit ist entsprechend zielbewußt zu verfahren. Beim Multiplizieren ergibt der Rechenschieber von selbst solche relativ gleiche Genauigkeit. Beim Addieren aber ist nun, um in der einer technischen Rechnung angemessenen Genauigkeit zu bleiben, zu schreiben: 3573 + 63,7 = 3637 und nicht etwa 3636,7; oder 261 200 + 367,4 = 261 600 und nicht etwa 261 567,4. Beim Subtrahieren ist es oft schwer, konsequent zu sein. Solche scheinbaren Unstimmigkeiten sind also keine Versehen, sondern es handelt sich um ein sachgemäßes Verfahren, das aber nicht immer geübt wird.

Digitized by Google

Große Aufmerksamkeit habe ich den Dimensionen und der Nomenklatur zugewendet. Noch immer findet man Schreibweisen wie m/kg statt m · kg und PS/st statt PS · st, oder 1 PS = 75 m kg statt; mkg/sek. Als Einheit der Leistung wurde fast durchweg 1 kW eingeführt, selten 1 PS, auch bei mechanischen Leistungen; die Verluste in einer elektrisch angetriebenen Maschine ergeben sich nur dann zwanglos als Differenzen. In Schreibweise und Benennung der Einheiten verfuhr ich nach den Vorschlägen des AEF, nur blieb für die Stunde noch 1 st stehen; die Wärmeeinheit heißt hiernach nun 1 kcal. — In der Nomenklatur habe ich einige Neuerungen eingeführt, die zur Klarheit viel beitragen werden: nach dem Vorbilde der Elektrotechnik unterscheide ich sorgfältig zwischen Aufnahme und Verbrauch (§ 3), ferner zwischen Leistung und Belastung(sgrad). Der Düsenwert an Stelle der gleichwertigen Düse ist sprachlich viel bequemer, da man nun vom Düsenwert eines Rohrnetzes, eines Drosselorganes sprechen kann. Ferner empfehle ich die Unterscheidung zwischen Maschine, Maschinensatz, Maschinengruppe (§ 1), zwischen Pumpe, Pumpmaschine, Pumpanlage (§ 115) und ähnliche der Beachtung, ebenso die Unterscheidung zwischen Eigenschaften der Maschine selbst und Einflüssen der Belastung (§ 129, 130; 154 und viele andere); so selbstverständlich manche der Bemerkungen klingen, wenn sie im Zusammenhang vorgetragen werden — fast alle verdanken ihre Aufnahme in das Buch Mißverständnissen, auf die ich im Laufe der Jahre gestoßen bin. — Alle Maßstabangaben, z. B. die des Federmaßstabes von Indikatordiagrammen, beziehen sich auf die ursprüngliche Größe; die Verkleinerung für den Druck ist dann angegeben, wenn sie wesentlich ist.

Trotz der langen Verzögerung in der Fertigstellung ist noch immer kein Buch von ähnlich allgemeinen Bestrebungen auf dem deutschen Büchermarkt. Zu den kleineren Büchern von Brand und Seufert ist inzwischen meines Wissens nur noch eines von Eckardt über Versuche an der Gasmaschine getreten. Ähnlich umfassend wie das vorliegende, durch Behandlung der Materialprüfungen sogar umfassender, sind die Bücher englischer Sprache, die das Literaturverzeichnis der Technischen Messungen schon aufzählt: Carpenter, Experimental Engineering; Moyer, Power plant Testing; Pullen, Experimental Engineering; Royds, Testing of motive power engines, die ersten beiden amerikanischen, die anderen englischen Ursprungs. Keines der genannten Bücher verfolgt aber zugleich die betriebstechnischen Zwecke, die das vorliegende in der Schreibweise maßgebend beeinflußten.

Bei der Ausarbeitung der Versuchsergebnisse unterstützte mich eine Reihe von Studierenden, von denen ich die Herren Dr.-Ing. H. Runge und Dipl.-Ing. W. Beitze mit besonderem Dank zu nennen habe. Herrn Prof. Dr.-Ing. R. Plank in Danzig-Langfuhr danke ich für das Durchlesen einer Korrektur, Herrn Justizrat Werner I in Berlin N für Durchsicht des Kapitels Ib, endlich dem Verlag Julius Springer für das Eingehen auf alle meine Wünsche bei der durch die Kriegszeit sehr erschwerten Drucklegung.

Höchst a. Main,
Farbwerke.

**Anton Gramberg.**

Digitized by Google

# Inhaltsverzeichnis.

## I. Allgemeines über Versuche.

### a) Versuchstechnische Bemerkungen.


Seite

1. Gegenstand der Untersuchung . . . . . 1

Maschinen im engeren Sinne, maschinelle Apparate, Maschinen im weiteren Sinne; Maschinensätze: Maschinenanlage im allgemeinen, Maschinengruppen.

2. Zweck der Untersuchung . . . . . 3

Abnahmeuntersuchungen auf Wirtschaftlichkeit und auf Höchstleistung. Wissenschaftliche Untersuchungen für Unterrichtszwecke oder Forschungszwecke; Eigenschaften neuer Typen für Listen und Angebote.

3. Wirtschaftlichkeit und Höchstleistung . . . . . 4

Energiebilanz, Restverlust. Aufnahme, Hergabe-Nutzleistung, Belastung = Belastungsgrad, Höchstleistung. Wirkungsgrad, Verbrauch = spezifischer Verbrauch. Verluste vor und nach der Umsetzung, Umsatz. Betriebs- und Beschaffungskosten. Vorteile hohen Wirkungsgrades: Wirtschaftlichkeit, Gleichmäßigkeit der Fabrikation.

4. Wirtschaftlichkeit und Höchstleistung bei Änderungen der Drehzahl oder der Belastung . . . . . 7

Verschiedenes Verhalten der Kolben- und der Kreiselrad-Kraftmaschinen bei wechselnder Drehzahl, Festbremsen und Freilauf. Leistungsparabel. Langsamläufer, Schnelläufer. Steigerung der Wirtschaftlichkeit durch Erhöhung der Drehzahl bei Langsamläufern.

5. Wirkungsgrad bei wechselnder Belastung . . . . . 9

Verschiedene Abhängigkeit der Verluste von der Belastung, Überlastbarkeit. Vorübergehende und dauernde Höchstleistung.

6. Gegenseitige Beeinflussung der Glieder von Maschinengruppen . . . . 12

Beeinflussung der Regelung durch Änderung der Charakteristik: Dampfdynamo, Pumpe. Rückwirkung von gemeinsamen Hilfseinrichtungen auf die Glieder: Dampfturbinen mit gemeinsamem Kondensator, gemeinsamer Rohrleitung; Feuerung mit gemeinsamem Schornstein. Berücksichtigung der Einflüsse bei Nachprüfung von Gewährleistungen: Kessel in vorhandene Gruppe eingefügt.

7. Gewährleistungen in Worten und Zahlen . . . . . 16

Normen, Spielraum (Toleranz) und Fehlergrenze. Wortzusagen, Vorteile gegen Zahlenzusagen; Beispiel: Zusage der Geräuschlosigkeit.

8. Erläuternde und bedingende Angaben . . . . . 18

Zahlenzusage zur Erläuterung der Wortgarantie. Bedingende Angaben: Leistung der Kraftmaschine, Förderhöhe der Pumpe; Saugzuganlagen.

9. Spielraum für Herstellung der Bedingungen . . . . . 20

Spielraum oder Umrechnung.

10. Umrechnung der Versuchsergebnisse auf Sollbedingungen . . . . . 22

Umrechnung auf vorhandene Maschine beziehen. Beispiele: Größere Leistung einer Dampfmaschine, höhere Drehzahl einer Kreiselpumpe, Peltonrad bei vereinbartem Gefälle, Nachlassen der Drehzahl eines Flugmotors.

11. Barometerstand und Lufttemperatur . . . . . 25

Verbrennungskraftmaschinen bei Luftüberschuß und Luftmangel; Dampfkraftanlagen bei offenem und geschlossenem Betrieb. Schwungradwiderstand, Ventilator.

12. Zustand der Maschine . . . . . 27

Schmierung, Lässigkeit, Eingelaufensein. Versuchsbeispiele: Wirkungsgrad eines Flaschenzuges im Heben und Fahren. — Vorteil dimensionsloser Ergebnisse


Digitized by Google

Seite

13. Gleichzeitige Erfüllung der Zusagen . . . . . 32
Änderung der Rostgröße beim Planrost, beim verstellbaren Rost. Betätigung der Düsenstellung bei Mehrdüsenturbinen. der Niederdruckfüllung bei der Kolbendampfmaschine.

14. Ausgleich der Zusagen gegeneinander . . . . . 34
Schlachthofkühlanlage; Beispiel: Pumpwerk mit Ölmaschinenantrieb.

15. Einzelzusagen und Gesamtzusage bei Maschinensätzen . . . . . 39
Nachteil schlechten Zusammenpassens der Zusagen. Beispiel: Dampfdynamoanlage.

16. Zusammenfassendes über den Begriff der Wirtschaftlichkeit . . . . . 40
Die Wirtschaftlicheit als komplexer Begriff; Beispiel: Landwirtschaftliche Entwässerungsanlage. Fruchtbare und unfruchtbare Versuche.

b) Rechtliches über Abnahmeversuche.

17. Vertragsarten und juristische Begriffe . . . . . 40
Kaufvertrag: Verkäufer, Käufer; Werkvertrag: Unternehmer, Besteller; BGB. und HGB., Handelskauf; Werklieferungsvertrag. Vertretbarkeit, Beweglichkeit. Mängel: Fehler oder Abwesenheit zugesicherter Eigenschaften. Übergabe und Abnahme, Annahme als Erfüllung, Ingebrauchnahme, Gefahrübergang, Anspruch auf Mängelfreiheit.

18. Umfang der Mängelhaftung, Rechte und Pflichten daraus . . . . . 45
Fehler und zugesicherte Eigenschaften. Unerhebliche Mängel. Nachbesserung beim Werkvertrag; Wandelung und Minderung; Schadenersatz wegen Nichterfüllung statt Wandelung oder Minderung; Schadenersatz wegen Verschuldens; Schadenersatz wegen Nichterfüllung bei verweigerter Annahme; Ersatzlieferung beim Kaufvertrag. Stichzeiten für Mängelfreiheit.

19. Anzeigepflicht . . . . . 50
Unverzügliche Untersuchung und Anzeige beim Handelskauf; Anzeigepflicht bei Nichtkaufleuten und beim Werkvertrag.

20. Verjährung der Mängelansprüche . . . . . 51
Verjährungsfristen, Beginn derselben unabhängig von der Auffindung. Garantieversprechen. Dauernde Einbehaltung des Kaufpreises und Mängeleinrede. Anerkannte Mängel.

21. Beweislast . . . . . 52
Beweissicherung. Allgemeine Regel; Umkehrung durch Annahme als Erfüllung.

22. Vertragsmäßige Abweichungen von den Gesetzesbestimmungen . . . . 54
Verkehrssitte und Vereinbarungen der Fachvereine; Spielraum (Toleranz) bei Gewährleistungen. Lieferungsbedingungen der Maschinenbauanstalten. — Berechnung des Schadenersatzes und der Minderung.

23. Stellung und Bezahlung zugezogener Sachverständiger. Versuchskosten 57
Beauftragter des Abnehmers. Zweiter Garantieversuch. Schiedsmann, Schiedsgericht. Kosten des Verfahrens. Beschaffung der Instrumente.

## II. Wärmetechnische Versuche.

a) Dampfkessel und -leitung.

24. Wirkungsgrad und Verdampfung eines Dampfkessels . . . . . 60
Zur Verfügung gestellte und entwickelte Wärmemenge; nutzbar gemachte Wärmemenge, Wirkungsgrad des Kessels. — Wärmemenge zur Verdampfung von 1 kg Wasser, Wärmeinhalt. Verdampfungsziffer, brutto und netto, Normaldampf. Nutzwärme aus 1 kg Brennstoff.

25. Abmessungen und Beanspruchung der Kesselteile . . . . . 64
Beanspruchung der Heizfläche; Kleinkessel, Überhitzer. Beanspruchung der Rostfläche. Freie Rostfläche.

26. Wärmeinhalt von Dampf . . . . . 65
Benutzung der Dampftabellen, Beispiel für Sattdampf, für überhitzten Dampf. Anteil des Kesselkörpers und des Überhitzers an der Verdampfung.

27. Zahlenbeispiel eines Verdampfungsversuches . . . . . 68
Beispiel eines Originalprotokolles, eines Versuchsberichtes.

28. Gewährleistungen, Umrechnungen . . . . . 72
Zusagen und Bedingungen. Abweichungen in Temperaturen, Druck, Kohlenbeschaffenheit. — Gewährleistung nach der Verdampfungsziffer.

Digitized by Google

Seite

29. Genauigkeit der Versuche, Versuchsdauer . . . . . 75

Normenvorschrift. — Meßtechnisch: Ungenauigkeit aus der Kohlenmessung, aus der Wassermessung. Betriebstechnisch: Einfluß mangelnden Beharrungszustandes. Berücksichtigung der besonderen Betriebsverhältnisse. — Amerikanische Regeln.

30. Zur praktischen Versuchsdurchführung . . . . . 80

Vorbereitungen, Sicherung gegen Versuchsfälschung. Anbau der Meßeinrichtungen. Beschickung, Abschlacken, Speisung planmäßig. — Messung des Speisewassers, Speisung mit Pumpe oder Injektor. — Mitgerissene Feuchtigkeit, Speisewasservorwärmung. — Gesamte Maßnahmen beim Versuch.

31. Wärmeverhältnisse eines Dampfkessels; Wärmebilanz . . . . . 87

Feuertechnische Ablesungen einer Kesseluntersuchung. In den Kessel eingeführte Energiemengen, den Kessel verlassende Energiemengen.

32. Berechnung der Rauchgasmenge aus der Rauchgasanalyse und der Wärmebilanz . . . . . 90

Genaue Rechnung aus der Brennstoffanalyse. Unvollkommene Verbrennung. — Einfachere Rechnungsweise.

32a. Zahlenbeispiel einer Wärmebilanz . . . . . 93

Heizwert, Speisung. Im Dampf nutzbar, mit den Rauchgasen abgehend. Spezifische Wärme der Gase. Wärmebilanz.

33. Allgemeine Beobachtungen während des Versuches. . . . . 96

Beziehungen der Ablesungen zueinander. — Verteilung der Wärmeübertragung über die Heizfläche hin: im Flammrohr, im Überhitzer. Anpassung der Ergebnisse aneinander. — Fehlender Beharrungszustand, Wärmespeicherung des Mauerwerks, Beispiel.

34. Einfluß der Kesselbelastung . . . . . 101

Versuchsreihe. Wirkungsgrad, Temperatur im Feuerraum, in den Zügen. Luftüberschuß. Druckverlust der Rauchgase im Überhitzer.

35. Genauigkeit von Kesselversuchen, Beharrungszustand . . . . . 106

Gesetzmäßigkeit: Anstelgen der Verdampfungsziffer mit der Zeitdauer: Einlaufdauer sehr groß.

36. Höchstleistung des Kessels; Abhängigkeit von der Zugerzeugung . . . 109

Schornsteinzug, Begrenzung der Zugstärke und der Leistung. Begrenzung der Höchstleistung aus anderen Ursachen. Verantwortlichkeit für mangelhaften Zug. Zulässige Vorwärmerleistung.

37. Künstliche Zugerzeugungsanlage . . . . . 115

Zugerzeugungsanlage als Gasfördereinrichtung.

38. Verluste in einer Dampfleitung . . . . . 117

Beispiel: wechselnde Dampfentnahme. Leitungskondensat; Wärmeverlust, Verlust an Arbeitsfähigkeit.

### b) Verbrennungsvorgänge.

39. Allgemeines . . . . . 120

Doppelte Wirkung des Dampfkessels: Verbrennung, Wärmeübertragung.

40. Verbrennung von Koks im Schachtofen. . . . . 120

Versuchseinrichtung, schnelles Absaugen der Gase. Berechnung von $c$ und $n$ aus $k$ und $o$, weiterhin von $l$ sowie des Abbrandes $b$. Anteil der Höhenschichten an der Wärmeerzeugung. Neutrale Zone. Nicht Luftmangel ist Ursache unvollkommener Verbrennung, sondern unrichtige Feuerführung. Ursachen von Luftüberschuß. Gleichgewichtsdrucke zwischen $k$ und $c$, mit und ohne $C$.

41. Verbrennung von Steinkohle auf dem Wanderrost. . . . . 128

Entgasung von Kohlenwasserstoffen, Verbrennung von Koks. Versuche.

42. Zugerzeugung im Schornstein . . . . . 131

Versuchseinrichtung. Ursachen mangelhafter Zugwirkung. Versuchsreihe an einem Schornstein. Temperaturverlust der Gase im Schornstein.

### c) Wärmeübertragung.

43. Wärmeleistung eines Wasserwärmers . . . . . 134

Gegenstrom und Gleichstrom. Versuchseinrichtung. Wärmeinhalt von Dampf und Wasser, Wirkungsgrad des Wasserwärmers. Versuchsbeispiel. Wärmebilanz in drei Formen.

Digitized by Google

Seite

44. Versuchsreihen . . . . . 140

Reihe bei unverändertem Wasserdurchgang; Druckabfall des Dampfes. Reihe bei Höchstleistung. Höchstleistung des eingebauten Apparates, Druck begrenzt. Gleichstrom im Vergleich zu Gegenstrom. Nebeneinflüsse.

45. Dampfgeschwindigkeit, Wärmeübergangsverhältnisse . . . . . 145

Dampfgeschwindigkeit an verschiedenen Stellen des Rohres. Wärmeübergang ebenso.

## III. Wärmekraftmaschinen.

### a) Allgemeines über Dampfkraftmaschinen.

46. Dampfverbrauch und Wirkungsgrad von Dampfkraftmaschinen . . . . 149

(Spezifischer) Dampfverbrauch, Dampfaufnahme; wirtschaftlicher Wirkungsgrad. — Indizierte Leistung, thermischer und mechanischer Wirkungsgrad.

47. Gütegrad ohne und mit Beachtung der Maschinenabmessungen . . . . 151

Theoretischer Wirkungsgrad des der Maschinenwirkung zugrunde liegenden Arbeitsprozesses; thermischer Gütegrad der Maschine; wirtschaftlicher Gütegrad der Maschine oder eines Maschinensatzes. Indizierte Leistung, Verlust durch unvollkommene thermische Umsetzung, thermischer Wirkungsgrad; Reibungsverlust, mechanischer Wirkungsgrad. Ideale Vergleichsprozesse: Carnotprozeß; adiabatische Expansion bis zum Gegendruck, bis zum vorgeschriebenen Endvolumen.

48. Versuchsausführung . . . . . 154

Messung der Dampfmenge bei Kondensation und Auspuff. Zustand des Frischdampfes. Andere Messungen: Arbeitsausbeute, Umlaufzahl.

### b) Dampfturbine.

49. Versuchsausführung und Beispiel eines Verbrauchsversuches. . . . . 157

Versuchsanordnung; Ablesungen; Gang der Auswertung, Verluste in den Zuleitungen zum Schaltbrett; Fremderregung. Ermittlung von $i$ aus dem $i\,s$-Diagramm. Ablesungen an den integrierenden Instrumenten u. a. m.

50. Versuchsreihe mit wechselnder Belastung; Kondensation . . . . . 161

Einstellung der verschiedenen Belastungen; Leerlauf des Satzes. [Allgemeine Beobachtungen.

51. Dampfturbine im Auspuffbetrieb . . . . . 164

Vergleich zu der Reihe bei Kondensationen: Gleiche Dampfaufnahme, kleinere Leistung.

52. Dampfaufnahme bei Auspuff und Kondensation, abhängig nur vom Drosseldruck . . . . . 166

Gleiche Enddampfaufnahme bei Höchstleistung; aufgenommenes Dampfvolumen.

53. Untersuchung einer Dampfturbine mit Gegendruck . . . . . 168

Temperaturabfall im Drosselorgan (Ergänzung fehlender Ablesungen).

54. Nachregelung der Düsen mit der Hand . . . . . 171

Gleichzeitige Gültigkeit aller Garantien. Einstellung auf Vollast bestmöglich; Überlast. Verhalten der Turbine mit verschiedener Einstellung der Düsen.

55. Aufgenommenes Dampfvolumen . . . . . 173

Berechnung. Versuchsreihen mit Kondensation, mit Gegendruck.

56. Belastungsgrad; dimensionsloses Diagramm . . . . . 174

Belastungsgrad; relative Dampfaufnahme, relativer Dampfverbrauch. Kondensations-, Auspuff-, Gegendruckbetrieb bei verschiedener Belastung.

57. Beurteilung von Dampfturbinen nach dem Gütegrad. . . . . 176

Gütegrad; theoretisch günstigste Arbeitsausbeute. Wärmegefälle. Wirkungsgrad der Umsetzung. Energieverwendung im $i\,s$-Diagramm.

58. Übergang zum Auspuffbetrieb bei einer Kondensationsturbine . . . . 181

Kontinuierlicher Übergang, Leistung konstant, Dampfaufnahme konstant.

59. Dampfturbine bei wechselnder Drehzahl . . . . . 185

Unveränderter Drosseldruck, Drehmoment und Leistung. Leistungsparabel der Turbine, des gekuppelten Satzes. Versuchsausführung: Turbine festgebremst. Ergänzung der abfallenden Äste der Leistungsparabeln unter Benutzung der Verluste, Abbildung derselben.

Digitized by Google

Seite

60. Zustandsänderung des Dampfes in der mehrstufigen Dampfturbine . . 192
Reihe wechselnder Drehzahl bei unveränderter Dampfaufnahme; Verlauf des Druckes, der Temperatur; Verlauf im $i s$ - Diagramm. Arbeitsverteilung auf die einzelnen Räder. — Einfluß wechselnden Gegendruckes auf die Zustandsänderung in den Turbinenstufen.

61. Zustandsänderung des Dampfes innerhalb einer Düse; Ermittelung der Düsenquerschnitte . . . . . 196
Ableitung aus dem $i s$-Diagramm; Ableitung rechnerisch. Formeln für Ausfluß von Dampf. Wann beeinflußt Gegendruck die Dampfaufnahme der Turbine nicht; Verteilung des gesamten Druckabfalles auf die Stufen.

62. Grenzvakuum einer Dampfturbine . . . . . 203

63. Umrechnungen auf vorgeschriebene Bedingungen . . . . . 204
Abweichungen der Drehzahl, des Druckes und der Temperatur des Frischdampfes, Höher- und Minderwerte des Gegendruckes.

64. Beispiel eines Versuchsberichtes . . . . . 204
Umrechnung auf Sollverhältnisse.

## c) Kolbendampfmaschine.

### a) Verbrauchsversuche.

65. Beispiel eines Verbrauchsversuches . . . . . 206
Schematische Darstellung der Versuchsanordnung. Messung der Dampfaufnahme — Mantel- und Arbeitsdampf. Druckmessungen. Aufnehmerkondensat. Beispiel.

66. Originalprotokoll und Versuchsbericht . . . . . 209
Ablesungen von Zustandswerten, verschoben gegen die von Summen. Zeitliche Verteilung der Ablesungen. Protokoll, Bericht.

67. Versuchsreihe mit veränderlicher Belastung (Kondensation) . . . . . 211
Besprechung der Ergebnisse. Leerlaufversuch. Aufnahme, Nutzleistung, Verbrauch.

68. Versuchsreihe bei Auspuffbetrieb . . . . . 217
Ergebnisse. Aufnahme, Nutzleistung, Verbrauch.

69. Indizierte Leistung, Verbrauch, mechanischer und thermischer Wirkungsgrad . . . . . 218
Indizierte Leistung. Beispiel. Getriebeverluste nach Leistung und Moment. Versuchsreihe bei veränderlicher Belastung, Ergebnisse. Reglerstand, Höchstleistung. Mechanischer Wirkungsgrad, Aufnehmerdruck, Druckausnutzung.

70. Reglerstand und Füllung . . . . . 225
Gegenseitige Zuordnung. Messung der Füllung.

71. Ausnutzbare Leistung und Gütegrad . . . . . 226
Carnotprozeß. Adiabatischer Vergleichsprozeß. Verwendung des $i s$-Diagrammes. Wirkungsgrad des Vergleichsprozesses, Gütegrad der Dampfmaschine mit und ohne Beachtung der Zylindermaße. Beispiel: Gütegrad bei verschiedener Belastung, bei Kondensation und Auspuff.

72. Einfluß des Dampfzustandes . . . . . 232
Äußere und innere Betriebsbedingungen. Einfluß wechselnder Überhitzung, Beispiel. Einfluß wechselnden Druckes, Beispiele für konstante Leistung, für konstanten Belastungsgrad. Einfluß des Gegendruckes.

73. Einfluß der Drehzahl . . . . . 239
Regelung der Drehzahl. Beispiel für konstante Leistung, für konstante Hochdruckfüllung. Wirtschaftlichkeit kleinerer oder höherer Drehzahl bei verlangter Leistung, bei vorgeschriebenem Drehmoment bzw. vorgeschriebener Arbeit (Pumpwerk, Kühlanlage). Betriebsversuche lohnen sich. Folgerungen für Abnahmeversuche.

74. Einfluß der Niederdruckfüllung . . . . . 244
Ausführung der Änderung. Beispiel für konstante Leistung, für verschiedene Leistung. Diagrammformen.

75. Einfluß der Kompression bei verschiedenem Gegendruck . . . . . 248
Grundsätzlich beste Diagrammform für Kondensations- und Auspuffbetrieb, Kennzeichen: Vermeidung irreversibler Vorgänge. Vorzüge geringer Kompression. Vorsicht beim Steigern des Gegendruckes, Versuchsausführung. Versuchsergebnisse: Einfluß sinkenden Kondensatordruckes, verschieden hoher Kompression, Leistung oder H D-Füllung konstant. Günstigerer Dampfverbrauch, höhere Belastungsfähigkeit bei kleiner Kompression. Verallgemeinerung. Theoretisches.

76. Energiebilanz der Dampfkraftanlage; der Dampfmaschine allein. . . . 254

Digitized by Google

β) Das Indikatordiagramm. Seite

77. Das Rankinisieren der Diagramme . . . . . 257
Gesamtdiagramm durch Zusammenlegen.

78. Völligkeit, Dampfzustand im Zylinder . . . . . 261
Vergleichsprozeß. Einfluß der Überhitzung. Einzeichnen der Sättigungslinie, arbeitendes Dampfgewicht. Entropiediagramm. Einzylinder- und Verbundmaschine.

79. Verlauf der Expansionslinie . . . . . 264
Expansionslinie aus dem schädlichen Raum heraus. Dörfelsche Charakteristik. Logarithmisches Verfahren. Heißdampf und Sattdampf.

80. Abhängigkeit des Diagrammes von der Steuerung . . . . . 267
Theoretische Gestalt. Einfluß der Drehzahl: Verlustflächen, Vorein- und Vorausströmung. Verlustflächen durch Zu- und Ableitung.

81. Abhängigkeit des Diagrammes von den Betriebsbedingungen . . . . . 268
*Ex*-Punkt: erforderliche Leistung; *Ko*-Punkt: Ruhe, Wirtschaftlichkeit, Höchstleistung. *VA*-, *VE*-Punkt: Verlustflächen. — Einfluß der Belastung, des Gegendruckes, der Drehzahl.

82. Abhängigkeit der Diagramme von Verbundmaschinen von der Aufnehmerspannung und seinen Schwankungen . . . . . 271
Normales Diagramm der Querverbundmaschine, der Längsverbundmaschine.

83. Dampf- und Steuerungsdiagramm . . . . . 274
Beziehung zwischen Kolben- und Kurbelweg. Feder im Indikator für den Kraftschluß. Voreilwinkel, Überdeckung, Exzentrizität. Relative Öffnungsdauer. Versuchsmäßiger Beleg: Auskurbelung einer Schiebersteuerung.

84. Änderungen der Einsteuerung . . . . . 279
Zusammenwirken von Änderungen des (mittleren) Öffnungs-Zeitpunktes und der Öffnungsdauer. Praktische Verwirklichung der Verstellung. Einfluß anderer Verstellungsmöglichkeiten.

85. Bewegung der Steuerorgane . . . . . 281
Auftragung abhängig vom Kolbenweg. Zwangläufige Organe: Auskurbeln; Schieberellipse. Freie Organe: Aufzeichnen; Ventilerhebungsdiagramme. — Wirkung der Wälzhebel, der Puffer ausklinkender Steuerungen.

86. Dampfbewegung in den Steuerorganen . . . . . 284
Formeln für Ermittelung der Dampfgeschwindigkeit. Beispiel eines Rechnungsganges: Freifall-Ventilsteuerung; Dampfgeschwindigkeit und Druckverlust. Zwangläufige Ventilsteuerung, Drehschiebersteuerung.

87. Fehler im Dampfdiagramm . . . . . 293
Fehler beim Indizieren (Techn. Mess. § 90—92), Fehler in der Einsteuerung; Instandhaltungsfehler der Maschine: Undichte Kolben, undichte Steuerorgane; versuchsmäßige Herstellung der Fehler-Überschleifung der Indikatorbohrung durch den Kolben.

d) Verbrennungskraftmaschinen.

88. Verbrauch und Wirkungsgrad . . . . . 296
Brennstoffverbrauch; Reduzierung auf normalen Heizwert; wirtschaftlicher Wirkungsgrad. Bezugnahme auf die Kraftmaschine und auf den Maschinensatz als Ganzes. Thermischer und mechanischer Wirkungsgrad.

89. Beispiel eines Verbrauchsversuches an einer Gasdynamo . . . . . 298
Versuchsanordnung und -ausführung. Beharrungszustand. Protokoll, Auswertung. — Verbrennung von Schmieröl im Zylinder.

90. Gasdynamo bei veränderlicher Belastung . . . . . 301
Leerlauf des Maschinensatzes; Änderung der Gasaufnahme, des Verbrauches und des wirtschaftlichen Wirkungsgrades. Riemenschlupf.

91. Laboratoriumsschaltung für Gasdynamountersuchungen . . . . . 303
Schaltung zum Anlassen, für Betrieb mit Fremd-, mit Selbsterregung, gegen Widerstand und gegen Spannung.

92. Bremsung einer Gasmaschine . . . . . 306

93. Indizierte Leistung, thermischer Wirkungsgrad . . . . . 307
Indizierte Leistung im Viertakt und beim Zweitakt. Schwachfederdiagramm; Arbeits- und Förderfläche. Beispiel eines Versuches, einer Versuchsreihe bei veränderlicher Belastung. Versuche bei negativer Nutzleistung. — Getriebeverlust; Beispiel einer systematischen Fehlerberichtigung. Verlust in der Riemenübertragung. Vorsicht beim Ermitteln von Nutzleistungen unter Verwendung von Leerlaufversuchen.

Digitized by Google

Seite

94. Theoretische und praktische Festlegung des Begriffes der indizierten Leistung . . . . . 314

Abzugsverfahren. Verhältnisse bei Zweitakt-, bei Viertaktmaschinen, theoretisch und meßtechnisch. Forderung der Vergleichbarkeit. — Ausdehnung der Ergebnisse auf andere Maschinen mit Hilfseinrichtungen und -zylindern: Dampfkraftanlage mit Kondensation.

95. Volumetrische und Regelungsverhältnisse der Gasmaschine . . . . . 317

Lieferungsgrad, volumetrischer Wirkungsgrad; thermometrischer Füllungsgrad. Messung der Luftaufnahme. Beziehung zwischen Lieferungsgrad und Leistung; Bestimmung der Höchstleistung durch volumetrischen Wirkungsgrad.

96. Höchstleistung abhängig von Lufttemperatur und Barometerstand . 321

Einfluß von Barometerstand und Temperatur auf die Höchstleistung. Berücksichtigung der Abweichungen vom Normalzustand.

97. Wärmeumsatz in der Gasmaschine . . . . . 322

Wärmebilanz: zugeführte Wärme; indiziert, ins Kühlwasser, in den Abgasen; Beispiel, Fehlbetrag; doppelte Verrechnung der Kolbenreibung. Wärmeverlust des Kühlmantels.

98. Einfluß der Zündungszeit . . . . . 326

Vorversuch: Beziehung zwischen Zündung und Kurbelstellung bei verschiedener Einstellung. Mangelhafte Kompression bei falscher Zündung; Wirtschaftlichkeit bei konstanter Leistung, Höchstleistung. Temperatur der Auspuffgase. Günstigste Diagrammform. Wärmebilanz.

99. Einfluß des Mischungsverhältnisses . . . . . 331

Grenzen der Änderung. Änderung der Diagrammform. Wirtschaftlichkeit bei konstanter Leistung, Höchstleistung. Vergleich zwischen Füllungs- und Gemischregelung.

100. Abgaszusammensetzung nach dem Mischungsverhältnis . . . . . 335

Berechnung des theoretischen Luftbedarfes. Formeln für Berechnung der Abgaszusammensetzung aus der Mischung.

101. Abgleichung von Mischung und Zündzeitpunkt gegeneinander . . . . 337

Versuchsreihe mit Luftüberschuß und mit Luftmangel. Einstellung nach der Diagrammform, Spitzenabstand. — Gleichwertigkeit von Luft und Brennstoff in thermischer Hinsicht; thermischer Wirkungsgrad bezogen auf Luft; Mischungszahl.

102. Einfluß der Drehzahl . . . . . 343

Beeinflussung der Drehzahl durch Regler-Veränderung. Versuchsreihe mit konstanter Leistung; Drehmoment. Versuchsreihe mit Höchstleistung. Leistungscharakteristik.

103. Einfluß der Kühlwassermenge . . . . . 346

Änderung des Getriebeverlustes, Einfluß auf die Nutzleistung.

104. Einfluß des Verdichtungsgrades . . . . . 349

Verdichtungsverhältnis, Kompressionsverhältnis, Versuchsreihen: bei Höchstleistung, Zündung unverändert oder nachgeregelt, bei konstanter Leistung.

105. Gütegrad der Verpuffungsmaschine . . . . . 352

Theoretischer, thermischer Wirkungsgrad, Gütegrad. Abhängigkeit von der Verdichtung, von der Belastung. Drucksteigerung nahezu der Adiabate entsprechend.

106. Ansauge- und Kompressions-Endtemperatur, Gewicht der Ladung. . 358

Ladungsgewicht = Füllungsgewicht + Gewicht der Rückstände. Ansaugeendtemperatur, Kompressionsendtemperatur, beide bei verschiedener Verdichtung. Mischungstemperatur von Füllung und Rückständen.

107. Temperaturverlauf im Gasmaschinenzylinder . . . . . 362

Volumen-Temperaturdiagramm.

108. Entropiediagramm der Gasmaschine . . . . . 365

Berechnung der Entropie.

109. Verbrauch von Ölmotoren . . . . . 370

Messung der Ölaufnahme. Hauptbrennstoff und Zündöl; Umrechnung nach dem Heizwert, nach dem Preis. Indikatordiagramme; Schwachfederdiagramme. Verrechnung des Verbrauches der Einblaseluftpumpe.

110. Andere Versuchsreihen am Ölmotor . . . . . 373

Änderungen am Zeitpunkt des Einblasens; Wirkung wechselnden Einblasedruckes, Versuchsreihe bei unveränderter Leistung, bei Höchstleistung. Weitere Auswertungen wie am Gasmotor.

Digitized by Google

Seite

111. Diagrammform, Einsteuerung der Viertaktmaschinen . . . . . 376

Voröffnung und Schlußnacheilung der Ventile. Folgen falscher Einsteuerung. Besonderheiten an Diagrammen: Zündung aussetzend. Anlassen mit Dekompression, Selbstentzündung des Gemisches.

112. Verbrennungskraftmaschinen hoher Drehzahl . . . . . 379

Normale Leistungscharakteristik; Drehmoment. Bedeutung mangelhafter Ventilquerschnitte und mangelhafter Öffnungsdauer.

## IV. Arbeitsmaschinen.

### a) Kolbenpumpe.

113. Leistung, Arbeitsaufnahme, Wirkungsgrade der Pumpe und der Pumpanlage . . . . . 381

Nutzleistung aus dem Gewicht, aus dem Volumen. Leistungsaufwand zum Antrieb der Pumpe; der Pumpmaschine. Indizierte Leistung; hydraulischer und mechanischer Verlust und Wirkungsgrad.

114. Messung der Flüssigkeitsmenge, volumetrischer Wirkungsgrad der Kolbenpumpen . . . . . 383

Volumetrischer Wirkungsgrad, Messung desselben; Berechnung der Flüssigkeitsförderung mit seiner Hilfe. Beispiel.

115. Beispiel für die Bestimmung der Wirkungsgrade . . . . . 385

Versuchsanordnung mit Hochbehälter. Nutzbare Förderhöhe: manometrischer Förderdruck, Beachtung der Manometerhöhe. — Bestimmung der indizierten Leistung bei gewöhnlichen, bei Stufenkolbenpumpen, Druckraumdiagramme. — Beispiel für Berechnung der Wirkungsgrade.

116. Kolbenpumpe bei veränderter Drehzahl . . . . . 389

Wassermenge, manometrische Förderhöhe, Leistungen, Drehmomente und Wirkungsgrade.

117. Kolbenpumpe gegen wechselnden Druck . . . . . 391

Versuchsanordnung für Laboratoriumszwecke mit Drosselorgan. Beharrungszustand. Leistungen und Wirkungsgrade.

118. Kolbenpumpe gegen konstanten hydraulischen Widerstand . . . . . 394

Zusammenhang zwischen Wassermenge und Förderhöhe, Kennlinie des hydraulischen Widerstandes. Änderung der Drehzahl bei Dampfantrieb, bei elektrischem Antrieb. Grenzen der Versuchsreihe.

119. Leistungsregelung der Dampf-Kolbenpumpe . . . . . 397

Verhalten der unbeaufsichtigten Maschine bei Änderungen des hydraulischen Widerstandes: Hat die Reglung den Maschinensatz in der Gewalt. Düsenwert des Widerstandes (gleichwertige Düse).

120. Ventilhub und Druckverlust . . . . . 401

Konstruktives über Aufnehmen von Ventilerhebungsdiagrammen. (Größter) Ventilhub in Abhängigkeit von der Drehzahl, vom Förderdruck. Druckverlust im Ventil aus den Diagrammen.

121. Druckverlust, Ventilbelastung und Wassergeschwindigkeit . . . . . 404

Berechnung der Ventilbelastung; Ventilvorbelastung. Druckverlust daraus berechnet und mit dem beobachteten verglichen. Wassergeschwindigkeit im Ventilspalt. — Vorbelastung der Ventilfläche verändert.

122. Wassergeschwindigkeit und Ventilbewegung während eines Spieles . . 408

Ventilerhebungsdiagramm über dem Kurbelweg, über der Zeit. Wassergeschwindigkeit im Ventilspalt, Geschwindigkeitshöhe. Flächenbelastung des Ventiles. Wirkung der Reibung und der Massenkraft. Umzeichnen des Ventilerhebungsdiagrammes.

123. Wirkung der Windkessel. Resonanzerscheinungen in den Rohrleitungen 411

Windhaube ohne Luft; Windkessel ohne Luft. Resonanzschwingungen zwischen Windhaube und Windkessel: Diagrammformen, Höchstdruck, Arbeitsverlust. Rechnerische Ermittelung der gefährlichen Zustände: Eigenschwingungszahl der Wassersäule bei verschiedener Anordnung der Luftpolster. Resonanz zweiter Ordnung. Zeitdiagramme. Abhilfe gegen Resonanzschwingungen der Druckleitung; Luftleitungen. Gasmaschinenantrieb. Ventilbewegung. Resonanzschwingungen in der Saugleitung; Überförderung. Schwungradlose Pumpen.

124. Fehler im Pumpengang . . . . . 421

Luft im Pumpenraum, Volumetrischer Wirkungsgrad, Ventilbewegung; Undichtheit der Ventile.

Digitized by Google

## b) Kreiselpumpe.

Seite

125. Kreiselpumpe gegen überwiegend statischen Förderdruck . . . . . 423

Versuchsanordnung; Zustand des Förderns, des Nichtförderns (Anlauf). Förderdruck abhängig von der Drehzahl, abhängig von der Fördermenge; Wirkungsgrad, Gang der Rechnung. Erwärmung durch die Verluste.

126. Kreiselpumpe gegen rein hydraulischen Widerstand . . . . . 428

Versuchsanordnungen. Düsenwert des Widerstandes. Kennlinie des Widerstandes. Druckmessung.

127. Kreiselpumpe bei unveränderter Drehzahl . . . . . 433

Demonstrationsversuch: Unterschiede zwischen Kreisel- und Kolbenpumpe beim Drosseln; Kreiselpumpe nicht zwangläufig. — Kennlinie der Pumpe, des Elektro-Pumpensatzes. Kennlinie für die Wirkung des Schieberabschlusses.

128. Allgemeines Verhalten der Kreiselpumpe . . . . . 436

Abgleichen zwischen den Kennlinien der Kreiselpumpe und der Rohrleitung.

129. Parallelarbeiten von Kreiselpumpen . . . . . 436

Änderung der Drehzahl der einen Pumpe; Wasserförderung der geregelten Pumpe; gesamte Förderung fast unverändert; Leistungsaufnahme. — Keine Beeinflussung bei statischer Förderhöhe.

130. Auspumpversuch mit einer Heber-Kreiselpumpe für kleine Förderhöhe; geodätische und manometrische Förderhöhe . . . . . 438

Versuch im Dauerzustand, Auspumpversuch. Ermittlung der ausgepumpten Wassermenge. Verlust in der Rohrleitung. — Wirtschaftlichste Förderung einer insgesamt festliegenden Wassermenge bei hydraulischem und geodätischem Widerstand; Verzögerung im Wasserzu- und -ablauf, Absinken des Grundwasserspiegels.

131. Betriebszustand der Kreiselpumpe . . . . . 443

Einstellung des Ringspaltes, Lässigkeit.

132. Andere Flüssigkeiten als kaltes Wasser . . . . . 444

Einfluß des spezifischen Gewichtes, der Zähigkeit auf den Wirkungsgrad und bei Kreiselpumpen auf die Lässigkeit.

## c) Ventilator.

133. Leistung, Aufwand, Wirkungsgrad beim Komprimieren und Saugen . 444

Nutzleistung beim Komprimieren, beim Saugen. Kompressionslinie, Erwärmung des Gases. Kompressoren und Ventilatoren.

134. Anrechnung der Geschwindigkeitshöhen . . . . . 446

Geschwindigkeits- oder dynamischer Druck, statischer Druck, Gesamtdruck. Vorgeschwindigkeit; Endgeschwindigkeit, Diffusorwirkung. — Meßtechnisches.

135. Ausführung der Messungen, Beispiel . . . . . 448

Luftmengenmessung, Druckmessung. Laboratoriumsanordnung zur Untersuchung von Ventilatoren. Beispiel einer Wirkungsgradbestimmung an einem Hochdruckventilator.

136. Ventilator bei wechselnder Drehzahl . . . . . 452

Ansteigen von Luftmenge und Gegendruck; Temperatursteigerung theoretisch und wirklich. Energiebilanz des Ventilatorbetriebes. — Bestimmung der Luftmenge aus der Temperaturerhöhung.

137. Düsenwert des Widerstandes (gleichwertige Düse) . . . . . 456

Düsenwert (gleichwertige Düse) und äquivalente Öffnung. Relativer Düsenwert.

138. Dimensionslose Kennzahlen . . . . . 457

Lieferzahl, Druckzahl, Umsatzzahl; Leistungszahl, Gütezahl.

139. Ventilator gegen wechselnden Düsenwert . . . . . 461

Verhalten des Ventilators bei unveränderter Drehzahl, der Ventilationsmaschine bei natürlichem Abfall der Drehzahl. Kennlinien. Beispiel.

140. Allgemeine Darstellung des Verhaltens eines Ventilators durch Kurvenscharen . . . . . 464

Veränderung von Drehzahl und Öffnung gleichzeitig. Kurvenscharen gleicher Öffnung, gleicher Drehzahl, gleichen Leistungsbedarfs — gleichen Wirkungsgrades.

Digitized by Google

Seite

141. Allgemeine Darstellung des Verhaltens eines Ventilators durch Kennzahlen . . . . . 469
Verlauf der Kennziffern bei Änderung des Düsenwertes, der Lieferzahl.

142. Einfluß der Gasdichte . . . . . 471
Einfluß des Luftzustandes, Abgleichung aller Größen gegeneinander. Ventilator saugend und drückend. — Verschiedene Gasarten.

143. Einfluß des Ventilatorzustandes . . . . . 473
Einfluß der Lässigkeit. Zahlenbeispiele.

## V. Regelung der Kraftmaschinen.

144. Allgemeine Zusammenhänge . . . . . 475
Aktives und passives Regelorgan. Ungleichförmigkeit, innerer Energieumsatz = Arbeitsvermögen. Statische und dynamische Eigenschaften der Regelung.

145. Kraftmaschinenregelung . . . . . 476
Beziehungen zwischen Drehmoment, Füllung, Reglerstand und Drehzahl; Leistung und Drehzahl, Regelungskennlinie der Maschine, Kennlinie der Belastung.

146. Normale statische Eigenschaften des Reglers und der Regelung . . . . 477
Losgelöster Regler bei steigender und fallender Drehzahl. Ungleichförmigkeit. Ungleichförmigkeitsgrad des Reglers; Unempfindlichkeit, Unempfindlichkeitsgrad des Reglers. Untersuchung der Regelung (Regler angebaut), Ungleichförmigkeit, Unempfindlichkeit. Regelungskennlinie des Maschinensatzes.

147. Beeinflussung von Drehzahl und Ungleichförmigkeit . . . . . 482
Versuchseinrichtung: wagerecht und senkrecht laufendes Gewicht. Versuchsergebnisse. Vergrößerte Trägheit, Veränderung der mittleren Drehzahl astatischer Regelung. Verschränkung im Getriebe des Stellzeugs.

148. Wechselwirkung zwischen Steuerung und Regler . . . . . 486
Folgen mangelhafter Ausgleichung: Statische Rückwirkung der Steuerung. Dynamischer Rückdruck, Tanzen des Reglers.

149. Arbeitsvermögen des Reglers und der Regelung . . . . . 488
Auswiegung des Muffendrucks. Arbeitsvermögen (Arbeitsumsatz) des Reglers und der Reglung. Dieselben im Gange der Maschine bestimmt.

150. Dynamisches Verhalten der Regelung . . . . . 491
Tachogrammstreifen: Regelung normal; Einfluß der Selbstregelung. Notwendige Drehzahländerung, die durch Reglerträgheit und durch Speicherwirkung des Aufnehmers.

151. Einfluß der Reglereigenschaften auf den Regelungsvorgang . . . . . 493
Verschiedenes statisches und dynamisches Verhalten des Reglers bei Belastungssprüngen. Vermehrung der Masse. Ungleichförmigkeit vergrößert, verkleinert. Einfluß verschiedener Dämpfungsverhältnisse: mechanische Reibung (Klemmung), molekulare Dämpfung durch Ölbremse.

152. Anforderungen an die Regelung. Einfluß des Stellzeuges . . . . . 499
Aufgaben der Regelung: Ausnutzung des Arbeitsvermögens. Einfluß von Änderungen am Stellzeug: Hebellängen und Stangenlängen.

153. Regelung einer Gasmaschine bis zur Überlastung . . . . . 503
Versuchsergebnisse. Unterer Reglerhub tot. Fremderregung und Selbsterregung. Schwingungen im Auspuffrohr.

154. Einflüsse der Belastung . . . . . 506
Einfluß der Kennlinie (Selbstregelung), Einfluß einer Speicherwirkung. Selbst- und Fremderregung der Dynamo, Pumpanlage bei geodätischer und hydraulischer Förderhöhe, mit und ohne Luft im Windkessel.

**Namen- und Sachverzeichnis** . . . . . 509

Verweisungen auf das „Taschenbuch der Hütte“ beziehen sich auf die 22. Auflage (1915); Verweisungen auf des Verfassers „Technische Messungen“ (abgekürzt: Techn. Mess.) geben die Seitenzahlen oder Paragraphen der 3. Auflage (1914). Maßstabangaben beziehen sich auf die ursprüngliche Größe, die Verkleinerung für den Druck ist nach Bedarf angegeben.

Digitized by Google

# I. Allgemeines über Versuche.

## a) Versuchstechnisches.

**1. Gegenstand der Untersuchung.** Zur Untersuchung gelangen Maschinen (und maschinelle Apparate) oder Maschinensätze, seltener Maschinengruppen.

Als *Maschinen im engeren Sinne* seien diejenigen technischen Vorrichtungen zur Umwandlung von Energie bezeichnet, in denen wenigstens einerseits mechanische Arbeit im Spiele ist. Kraftmaschinen erzeugen mechanische Arbeit aus anderen Energieformen, Arbeits-, Werkzeug-, Hebemaschinen verbrauchen mechanische Arbeit. Dasselbe ist bei dem Elektromotor und andererseits bei der Dynamomaschine der Fall. Die eigentlichen Maschinen sind daher durch die Bewegung gewisser Teile, meist durch umlaufende Bewegung einer oder mehrerer Wellen gekennzeichnet.

In *maschinellen Apparaten* finden ebenfalls Energieumsetzungen statt, so jedoch, daß mechanische Arbeit nicht (oder nicht wesentlich) ins Spiel kommt. Hierher gehören zunächst die zahlreichen Apparate der Wärmetechnik: als wichtigster Vertreter der Dampfkessel, aber auch Feuerungsanlagen und Öfen aller Art, Warmwasserbereiter mit Beheizung durch Gas, Dampf oder Koks, die Dampfkochapparate der chemischen Industrie, Gaserzeuger, Kondensatoren; ferner die elektrischen Transformatoren, die wir jedoch, wie alle rein elektrischen Apparate, im folgenden nicht behandeln. Dagegen sind noch zu nennen die mannigfachen Fördereinrichtungen, die nicht als eigentliche Maschinen anzusprechen sind, Injektoren für Flüssigkeit oder Gas, Pulsometer, Montejus — wenn auch in gewissem Sinne deren Nutzarbeit eine mechanische Arbeit ist.

Die Grenze zwischen den eigentlichen Maschinen und den maschinellen Apparaten ist flüssig, und was wir von Maschinen sagen, gilt oft ebenso für maschinelle Apparate; daher wollen wir im folgenden unter der Bezeichnung *Maschinen* (*im weiteren Sinne*) beide zusammenfassen; wo schlechtweg von Maschinen die Rede ist, sind meist die maschinellen Apparate mit einbegriffen.

*Maschinensätze* bestehen aus mehreren zueinander gehörenden, nur für- und aufeinander arbeitenden Maschinen (oder Apparaten). Als Maschinensatz bezeichnen wir die Wärme- oder Wasserkraftmaschine, die mit einer Dynamomaschine einheitlich zusammenarbeitet. Die Übertragung der von der Kraftmaschine erzeugten mechanischen Arbeit auf



Digitized by Google

die Dynamomaschine kann durch Riemen oder sie kann durch direkte Kupplung geschehen; wesentlich ist, daß beide Maschinen nur füreinander bestimmt sind oder doch mindestens augenblicklich nur füreinander laufen; die umgesetzte Energie durchläuft beide Teile nacheinander, beide sind also hintereinander geschaltet. — Im gleichen Sinne bildet ein Dampfkessel mit der nur zu ihm gehörigen Dampfmaschine einen Maschinensatz, der Elektromotor mit der direkt gekuppelten Pumpe oder dem Ventilator; die Beispiele lassen sich häufen.

Wo nur ein Dampfkessel auf nur eine Dampfmaschine, diese auf nur eine Pumpe arbeitet, bildet das ganze auch noch einen Maschinensatz, den man als mehrfachen oder als Maschinensatz von höherer Ordnung bezeichnen könnte. Es kommt eben auf die eindeutige Bestimmtheit der gesamten gegenseitigen Beziehungen an, damit man beispielsweise eine Gesamtgarantie über den Kohlenverbrauch für die in das gehobene Wasser übergeführte Pferdestärke abgeben und eindeutig nachprüfen kann. In diesem Sinne wird man auch die Druckleitung zum Wasserhochbehälter als maschinellen Apparat betrachten und als Bestandteil eines Maschinensatzes ansehen können: An städtischen Wasserwerken wird oft der Verbrauch je Kubikmeter gehobenen Wassers gewährleistet, da nur die Menge Wasser, nicht der Arbeitsumsatz für den Verwendungszweck interessiert; in der Tat bildet eine Pumpe mit dem Rohr, auf das sie arbeitet, ein einheitlich charakteristisches Ganzes (§ 118, 125, 130).

Im einfachen oder mehrfachen Maschinensatz belastet jeder folgende Teil alle vorhergehenden; so wird im eben genannten Beispiel die Pumpe von dem Widerstande der Rohrleitung, die Dampfmaschine von der Pumpe, die Dampfleitung von der Dampfmaschine und endlich der Dampfkessel von der Dampfleitung belastet. Andererseits bildet im Maschinensatz jeder vorhergehende Teil die Energiequelle, also den Antrieb für die folgenden. Wo man nur eine einzelne Maschine des Satzes untersuchen will, kann man die Belastung oder den Antrieb für den Versuch besonders herrichten, z. B. die Dampfmaschine nach Ablösung der Pumpe bremsen, oder die Pumpe behufs bequemer Messung des Kraftbedarfes durch einen Elektromotor treiben. Eine Garantie und eine Untersuchung kann sich aber sehr wohl auch auf den Maschinensatz als Ganzes beziehen, dessen Glieder ja eben von einem einheitlichen, ungeteilten Energiestrom nacheinander durchflossen werden, und der daher, bei vorgeschriebenem Endeffekt, einen eindeutig bestimmten Verbrauch, bestimmte Verluste und bestimmten Wirkungsgrad hat.

Einer *Maschinenanlage im allgemeinen* fehlt sonst dieses Kennzeichen, sobald die einzelnen Teile nicht nur füreinander arbeiten, und sobald einzelne der Glieder mehrfach und parallel zueinander arbeitend vorhanden sind. Wo mehrere Dampfkessel ihren Dampf in ein Hauptdampfrohr geben, und mehrere Maschinen oder Kocher nach Bedarf Dampf aus jenem Rohr entnehmen, fehlt jede bestimmte Beziehung zwischen dem einzelnen Kessel und der einzelnen Maschine. Eine solche Maschinenanlage ist kein Maschinensatz, sondern wir können von *Maschinengruppen* sprechen. An ihnen im ganzen kann man kaum Ver-

Digitized by Google

suche vornehmen, da sie eben kein einheitliches Ganzes bildet. Selbst die Nachprüfung, ob eine verlangte Höchstleistung erzielbar sei, ist zwecklos, weil meist bei Maschinengruppen ein Teil der Einrichtungen zur Reserve dient, und daher die verlangte Leistung meist mit der gesamten Anlage sehr reichlich zu erzielen ist. Wirtschaftlichkeitsgarantien sind zwecklos, wenn Fragen mit hineinspielen, wie solche, ob man eine Maschine forciert oder besser zwei mit mäßiger Beanspruchung verwenden solle, und ob eine große in der Leistung nicht ganz passende oder besser zwei kleine, in der Summe gut passende Maschinen zu nehmen seien.

Maschinenanlagen, die im ganzen untersucht werden sollen, müssen also allgemein den Charakter eines Maschinensatzes haben. Dieser Begriff kann jedoch etwas weiter gezogen werden als es auf den ersten Blick schien. Wo zwei Kessel auf die gleiche Dampfpumpe arbeiten, aber so, daß immer nur einer im Betrieb ist, der andere Kessel in Reserve steht, da kann man ohne weiteres einen der Kessel in Verbindung mit der Pumpe untersuchen. Wo in einer Schlachthofkühlanlage von dem Dampfkessel und der Dampfmaschine außer der Kühlmaschine noch die Wasserpumpen für das Kühlwasser des Kondensators und der Ventilator für die Kühlluft angetrieben wird, da werden zwar Kühlmaschine, Ventilator und Pumpe parallel zueinander von der Maschine betrieben, aber es handelt sich nur um eine Hauptmaschine und die zugehörigen Hilfsmaschinen, und das läßt das Ganze zu einem einheitlichen Satz werden. Immerhin wird man bei Abnahmeversuchen an einer Kühlanlage bereits merken, daß nicht leicht eine Form der Gewährleistung so ist, daß man sie bei den Abnahmeversuchen präzise prüfen könnte. Die Schwierigkeiten sind später zu besprechen.

Die Teile einer Anlage oder Gruppe sind nicht eindeutig voneinander abhängig, deshalb aber auch nicht voneinander unabhängig. In § 6 wird genauer besprochen werden, wie die Teile einander beeinflussen.

**2. Zweck der Untersuchung.** Der häufigste Zweck von Untersuchungen an Maschinenanlagen ist die Nachprüfung der Frage, ob zugesagte Eigenschaften der gelieferten Teile vorhanden sind. Bei solchen *Abnahmeuntersuchungen* sind die häufigst nachzuprüfenden Zusagen die Wirtschaftlichkeit und die Leistungsfähigkeit. Für erstere ist der Wirkungsgrad das übliche Maß.

Hohe Leistung und *Wirtschaftlichkeit* widersprechen einander oft; nicht immer wird der beste Wirkungsgrad gerade bei der *Höchstleistung* der Maschine erreicht.

Die Abnahmeuntersuchungen beschränken sich meist eng auf das Nötige, schon deshalb, weil die Versuche meist mit dem Betrieb der Anlage nicht zu sehr kollidieren dürfen; selten werden mehr als einige wenige Versuche, und zwar nur in dem Zustande der Maschine gemacht, den die Gewährleistung vorsieht.

Weiter pflegen Versuche zu gehen, die mehr *wissenschaftlichen Zwecken* dienen. Sie können studienhalber zu rein wissenschaftlichen oder zu *Unterrichtszwecken* gemacht werden; sie können aber auch direkt



Digitized by Google

praktischen Zwecken dienen, indem sie dem Erbauer über die *Eigenschaften einer neuen Type* Aufschluß geben, damit er sachlich richtige Angaben über die Leistung in seine Liste aufnehmen und damit er Gewährleistungen abgeben kann, die nicht schärfer sind, als daß die Zusagen sicher erfüllt werden, aber doch scharf genug, daß er hoffen darf, den Wettbewerb aus dem Felde zu schlagen.

**3. Wirtschaftlichkeit und Höchstleistung.** Wenn eine Maschine in Betrieb ist, so geht eine Energiemenge $N_1$ in sie hinein. Im Beharrungszustand muß — nach dem Gesetz von der Erhaltung der Energie — die gleiche Energiemenge die Maschine verlassen, und man kann daher in der *Energiebilanz* die einzelnen aus der Maschine tretenden Energiemengen der aufgenommenen Energie gegenüberstellen. Als Nutzleistung $N_2$ bezeichnen wir diejenige die Maschine verlassende Energiemenge, die die gewollte Energieform angenommen hat, während wir die übrigen als Verluste $V'$, $V''$ ... $V_n$ bezeichnen; dabei ist der letzte Posten $V_n$ im allgemeinen die aus der Gleichung:

$$N_1 = N_2 + V' + V'' + \ldots + V_n \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

folgende Ergänzung der rechten Seite, die die unkontrollierbaren Verluste und die Meßfehler zusammenfaßt, nachdem alle übrigen Glieder der Gleichung gemessen sind. Man bezeichnet $V_n$ als *Restverlust*.

Wir nennen $N_1$ die (Leistungs-) *Aufnahme* und $N_2$ die Nutzleistung oder auch die (Leistungs-) *Hergabe*, auch wohl kurzweg die Leistung der Maschine. Unter ihrer *Belastung* aber wollen wir nicht ihre in Leistungseinheiten (kW, PS, kcal/st) gegebene Hergabe verstehen, sondern die Angabe, den wievielten Teil entweder der normalen oder aber der höchstmöglichen Leistung die gerade von der Maschine verlangte Nutzleistung ausmacht; deutlicher bezeichnen wir dies auch als *Belastungsgrad*. Eine als 100 pferdig verkaufte Maschine hat also, wenn sie 50 PS hergibt, die Belastung 0,5 oder $^1/_2$ oder 50%. Es kann von ihr gewährleistet sein, daß sie 25% überlastet werden kann, daß sie also eine Belastung von 1,25 verträgt und also 125 PS herzugeben in der Lage ist. Dieses wird dann voraussichtlich die *Höchstleistung* der Maschine sein. Die Höchstleistung ist stets ein wichtiges Kennzeichen der Maschine. Bei jeder Änderung an einer Maschinenanlage, etwa um die Wirtschaftlichkeit zu steigern, wird zu bedenken sein, ob nicht ihre Höchstleistung unter das Erfordernis sinkt; andererseits sind oft Änderungen an der Maschine vorzunehmen, nur zu dem Zweck, ihre Höchstleistung möglichst einfach zu steigern und dadurch Neubauten und den damit verbundenen Aufwand an Geld und Betriebsstörungen zu vermeiden. Die Wirtschaftlichkeit tritt dann gelegentlich an Wichtigkeit zurück.

Im allgemeinen aber ist die *Wirtschaftlichkeit* das zweite wichtige Kennzeichen einer Maschine. Wir kennzeichnen sie in zwei Formen. Entweder wir fragen, wie groß die Ausbeute an der verlangten Energieform aus der hineingesteckten ist; der Quotient:

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Digitized by Google

wird als *Wirkungsgrad* bezeichnet und gibt die Nutzleistung, bezogen auf die Aufnahme, an, und zwar in Teilen der Einheit, auch wohl mit 100 vervielfacht in Prozenten:

$$\eta\,\% = 100 \cdot \frac{N_2}{N_1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2a)$$

Oder aber wir fragen, welche Energiemenge zur Erzielung der verlangten Nutzleistung aufgenommen und aufgewendet werden muß; der Quotient:

$$\varepsilon = \frac{N_1}{N_2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

heißt der *Verbrauch* der Maschine; er gibt an, welche Aufnahme, bezogen auf die Einheit der Nutzleistung, die Maschine haben wird.

Nach Formel (1) ist $N_1 > N_2$, daher $\eta < 1$ und $\varepsilon > 1$. Selten wird indessen $\varepsilon$ in dieser theoretischen Form gegeben. Meist ergibt sich nämlich $N_1$ als Produkt aus der Menge $G$ des Energieträgers und dem Energiegehalt $i$ der Mengeneinheit — z. B. aus Brennstoffmenge $B$ und Heizwert $H$ bei der Verbrennungskraftmaschine — und dann setzt man in den Zähler der Verbrauchsformel einfach die Menge $G$ des Energieträgers:

$$\varepsilon = \frac{G}{N_2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3a)$$

So lange der Energiegehalt $i$ unverändert bleibt, ist diese Angabe der nach Formel (3) gleichwertig. Manchmal wird für $N_2$ ebenfalls die Menge eines Energieträgers gesetzt. So gibt man für ein Wasserwerk mit Ölmotor den Ölverbrauch je Kubikmeter gehobenes Wasser, oder für den Dampfkessel den Kohlenverbrauch je Kilogramm erzeugten Dampfes an — im letzten Fall auch wieder umgekehrt als Verdampfungsziffer die Dampferzeugung je Kilogramm aufgenommener Kohle.

Von den beiden Formen hat die Angabe des Wirkungsgrades den Vorteil, daß größerer Wirtschaftlichkeit eine höhere Zahl entspricht, und daß für den Grenzfall $N_2 = 0$ einfach der Wert $\eta = 0$ auftritt, der in graphischer Darstellung bequemer ist als $\varepsilon = \infty$. Jedoch ist die Verbrauchsangabe in gewissem Sinne leichter faßlich und deshalb praktisch beliebter; in der Form, wo nur die Menge des Energieträgers gegeben wird, hat sie aber nur Sinn, wenn dessen Energiewert unveränderlich ist, wenn also im Beispiel vom Wasserwerk Heizwert des Öls und Förderhöhe, im Beispiel vom Dampfkessel der Heizwert des Brennstoffs und der Zustand des Dampfes unverändert und bei Vergleichen mehrerer Maschinen derselbe ist. —

Es ist mehrfach üblich, die Energie*aufnahme* als den „Verbrauch" zu bezeichnen; man müßte dann den auf die Leistungseinheit bezogenen Wert davon als den *spezifischen Verbrauch* unterscheiden, wobei das Wort spezifisch, wie beim spezifischen Volumen, beim spezifischen Druck die Bezugnahme auf die Einheit andeutet. So spräche man dann bei der Ölkraftmaschine vom Ölverbrauch in kg/st, und verstände darunter nicht die Angabe in kg/PS.st. Diese Bezeichnungsweise wird

Digitized by Google

nicht empfohlen. Denn das Wort Verbrauch erweckt den Eindruck des Unerwünschten, und daher einen ganz falschen Eindruck. Erwünscht ist, daß eine Maschine von gegebenen Abmessungen die größtmögliche Nutzleistung hergibt und daher eine zwar entsprechend große, aber doch möglichst große Energiemenge aufnimmt; genauer gesagt, es ist erwünscht, daß möglichst viel aufgenommen und daraus möglichst viel Nutzleistung gezogen werde. Es soll der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

zwar tunlichst verbessert werden, aber lieber durch Erhöhung von $N_2$ als durch Verminderung von $N_1$. Bei der Gasmaschine liegen die Verhältnisse z. B. so, daß die Grenze der Leistungsfähigkeit durch die Unmöglichkeit bestimmt ist, weiteres Brenngemisch in den Zylinder aufzunehmen; den Lieferungsgrad und damit die Aufnahme zu vergrößern ist daher ein Hauptbestreben in der Konstruktion. Noch deutlicher sieht man bei der Forcierung des Dampfkessels die Grenze dadurch erreicht, daß mehr als eine bestimmte Kohlenmenge nicht mehr vom Rost fortbrennt, sondern sich aufspeichert, wodurch eben die Kohlenaufnahme des Rostes begrenzt erscheint.

In allen diesen Fällen erweckt die Bezeichnung „Verbrauch" für die Aufnahme einen falschen Eindruck.

Wir bezeichnen also als Verbrauch den Quotienten aus Aufnahme und Hergabe, und schließen uns damit der in der Elektrotechnik üblichen Bezeichnungsweise an. —

Die Verluste der Formel (1) kann man, unter Nichtbeachtung des Restverlustes $V_n$, einteilen in $V_1$, nicht ausgenutzte Reste der aufgenommenen Energieform, die also eigentlich entgangener Gewinn sind, und die eigentlichen Verluste $V_2$. So wird bei der Dampfmaschine ein Teil der Wärme als Wärme im Dampf bleiben, der übrige Teil der Wärme wird in mechanische Arbeit umgesetzt, dieser Teil soll deshalb allgemein der *Umsatz* heißen; bei der Dampfmaschine ist das die indizierte Leistung. Von ihr gehen nun aber nachträglich die eigentlichen Verluste ab, die von den ersteren wohl zu unterscheiden sind. Es ist also nach dieser Bezeichnung:

$$\underset{\text{Aufnahme}}{N_1} = \overbrace{\underset{\text{Nutzleistung}}{N_2} + V_1}^{\text{Umsatz}} + V_2 + \underset{\text{Restverlust}}{V_n}$$

Der Verbrauch oder der Wirkungsgrad ist ein Maßstab für die (direkten) Betriebskosten zur Erzielung einer bestimmten Nutzleistung; die Höchstleistung einer Maschine ist maßgebend für die Beschaffungskosten bei Erstellung einer Anlage bestimmter Nutzleistung, daher auch für die indirekten Betriebskosten (Abschreibung und Verzinsung). Beide herabzudrücken ist das natürliche Bestreben, und daher sind in erster Linie Wirkungsgrad und Höchstleistung Gegenstand der Maschinenuntersuchung. Über beide läßt sich noch folgendes sagen.

Digitized by Google

Der gesamte Wirkungsgrad wurde bestimmt teils durch die Unvollkommenheit der Umsetzung, teils durch die Verluste nach erfolgter Umsetzung. Es empfiehlt sich, beide Teile versuchsmäßig wohl voneinander zu trennen, da es sich um grundsätzlich verschiedene Dinge handelt. Dazu wäre dann die Größe zu ermitteln, die wir oben als den Umsatz bezeichneten, und der z. B. bei den eigentlichen Maschinen durch die indizierte Leistung gegeben, bei den Kolbenmaschinen als solche auch meßbar ist.

Ein *hoher Wirkungsgrad* hat den *Vorteil* billigen Betriebes, er vergrößert bei gegebener Aufnahme auch die Höchstleistung; daneben ist hoher Wirkungsgrad für die Gleichmäßigkeit der Fabrikation günstig. Denn sei bei einem Wirkungsgrad 0,75 der relative Verlust 0,25 und ändere sich um 4% (von 0,25), also um 0,01, so ändert sich der Wirkungsgrad auf 0,76 bzw. 0,74, d. h. nicht wesentlich (etwas über 1% von 0,75). Wenn aber umgekehrt der Wirkungsgrad 0,25 ist und der Verlustwert 0,75 sich wieder um 4% ändert, das ist um 0,03, so wird nun der Wirkungsgrad von 0,25 auf 0,28 bzw. 0,22 gehen und also Änderungen von der Größenordnung 10% erleiden; in diesem Betrage kann also bei gleicher Aufnahme die Nutzleistung und daher die Höchstleistung, ebenso wie der Wirkungsgrad variieren. Soll also eine Untersuchung Grundlagen für Gewährleistungen an Serienmaschinen geben, so muß man namentlich bei Maschinen geringen Wirkungsgrades mehrere Stücke untersuchen.

**4. Wirtschaftlichkeit und Höchstleistung bei Änderungen der Drehzahl oder der Belastung.** Folgende Betrachtung über das Verhältnis von Wirtschaftlichkeit und Höchstleistung zueinander führt auf einen Unterschied zwischen *Kolben- und Kreiselrad-Kraftmaschinen*, die *mit verschiedener Umlaufzahl*, und zwar jeweils bei Höchstleistung, das heißt also ungedrosselt — mit bestimmter Füllung — betrieben werden. Bleibt bei einer Kreiselradmaschine der Leitsatz voll beaufschlagt, und wird durch Auferlegung verschiedener Drehmomente die Drehzahl verändert, so ergibt sich (§ 59) im allgemeinen als Beziehung zwischen Moment und Drehzahl die geneigte, mehr oder weniger gerade Linie 1 Fig. 1. Für die Leistung $N = M \cdot n$ ergibt sich daraus der Wert Null sowohl für $n = 0$ — festgebremst — als auch für $M = 0$ — Freilauf —, daher also entsteht ein Höchstwert der Höchstleistung bei einer mittleren Drehzahl, Kurve 2. Bei diesem Vorgang pflegt aber die Aufnahme von Dampf oder Wasser, also von Energie, ziemlich unverändert zu bleiben. Unter diesen Umständen muß aus der unveränderten Aufnahme möglichst viel gezogen werden: Wirtschaftlichkeit und Höchstleistung werden gleichzeitig am besten, und nur diese Drehzahl, entsprechend dem Scheitel der *Leistungsparabel* 2, kommt für den Betrieb in Frage.

Dagegen bei Kolbenmaschinen ist das treibende Drehmoment — stets gleichbleibende Füllung vorausgesetzt — grundsätzlich von der Drehzahl unabhängig, Linie 1′ in Fig. 2. Danach müßte die Maschine überhaupt nur bei einem Moment laufen können, die Drehzahl bleibt unbestimmt. Jede Steigerung des belastenden Momentes führte zum Stillstand, jede Minderung zum Durchgehen der Maschine. So kraß

Digitized by Google

verlaufen die Dinge in Wahrheit nicht: beim Auferlegen verschiedener Momente ändert sich die Drehzahl ganz ähnlich wie bei Kreiselradmaschinen, etwa nach Kurve 1, weil nämlich die Verluste namentlich

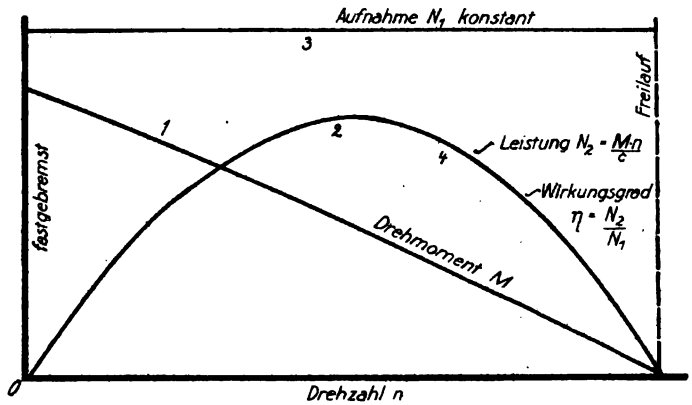



Fig. 1. Verhalten der Kreiselrad-Kraftmaschine bei wechselnder Drehzahl.

in den Steuerorganen erst langsam, dann immer rascher (etwa quadratisch) zunehmen (§ 73, 102). Im Freilauf steigt die Drehzahl auch hier nicht ins Ungemessene, sondern bleibt endlich. Für die Leistung

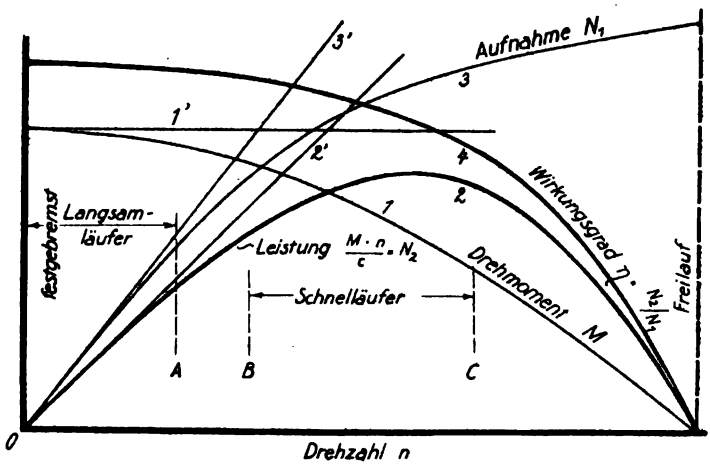



Fig. 2. Verhalten der Kolben-Kraftmaschine bei wechselnder Drehzahl.

entspricht die Gerade 2′ der Geraden 1′, die *Leistungsparabel* 2 der Kurve 2′; wieder ergibt sich bei mittlerer Drehzahl der Höchstwert der Höchstleistung. — Die Energieaufnahme nun geht grundsätzlich proportional der Drehzahl, Gerade 3′: bei doppelter Drehzahl sind doppelt soviel Füllungen zu liefern, die Füllung bleibt unverändert. In

Digitized by Google

Wahrheit sinkt auch die Aufnahme etwas gegen die Gerade 3′ ab, aber nicht so schnell wie die Leistung, etwa nach Kurve 3: im Freilauf wird die Aufnahme keinesfalls Null, im Gegenteil am größten sein. So wird der Wirkungsgrad — das Verhältnis der Leistung zur Aufnahme — vom Werte $\sim 1$ herabgehen bis auf Null bei steigender Drehzahl. Der Höchstwert der Höchstleistung kann also nur auf Kosten der Wirtschaftlichkeit erreicht werden. Je nachdem wir daher den Hauptwert auf die Wirtschaftlichkeit oder auf die Leistung der Anlage legen, können wir die Maschine gleicher Hauptabmessungen als *Langsamläufer* oder als *Schnelläufer* betreiben; damit soll natürlich nicht gesagt sein,

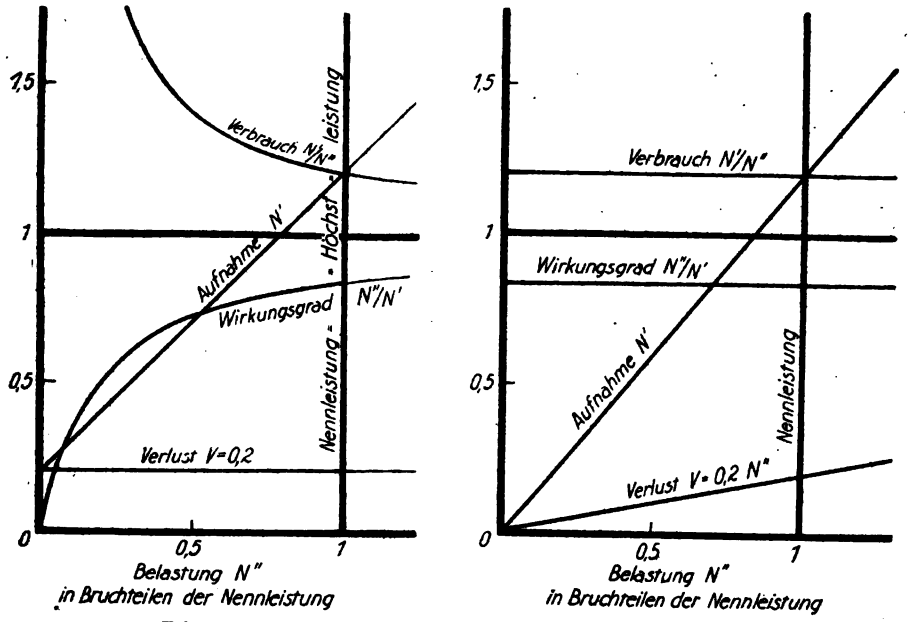



**Fig. 3 und 4. Wirtschaftlichkeit und Leistung bei konstanten und bei zunehmenden Verlusten.**

daß man einen Langsamläufer unverändert als Schnelläufer benutzen könne. Es ergibt sich aber aus den grundsätzlichen Betrachtungen, daß bei Langsamläufern eine *Steigerung der Höchstleistung* auf Kosten der Wirtschaftlichkeit *durch Erhöhung der Drehzahl* möglich ist, daß diese aber weder bei Schnelläufern noch bei Kreiselradmaschinen so gesteigert werden kann.

**5. Wirkungsgradkurven bei wechselnder Belastung.** Wenn man Wirkungsgrad und Verbrauch bei verschiedener Belastung ermittelt, so ergeben sich in den verschiedensten Fällen Kurven ähnlichen Charakters, der aus folgender Überlegung folgt.

Die Verluste pflegen grundsätzlich entweder unabhängig von der Belastung zu sein, oder ihr proportional zuzunehmen. Im ersten Falle behalten die Verluste auch bei der Belastung Null — im Leerlauf —

Digitized by Google

ihren endlichen Wert, im zweiten Fall verschwinden sie zusammen mit der Belastung. Nach Formel (1) gelten also folgende Beziehungen:

| I. konstante Verluste | II. zunehmende Verluste | |
|---|---|---|
| $N' = N'' + V = N'' + a$ | $N' = N'' + V = N'' + bN''$ | (4) |

Hieraus folgt ohne weiteres der Verbrauch

$$\varepsilon = \frac{N'}{N''} = 1 + \frac{a}{N''} \qquad \varepsilon = \frac{N'}{N''} = 1 + b \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

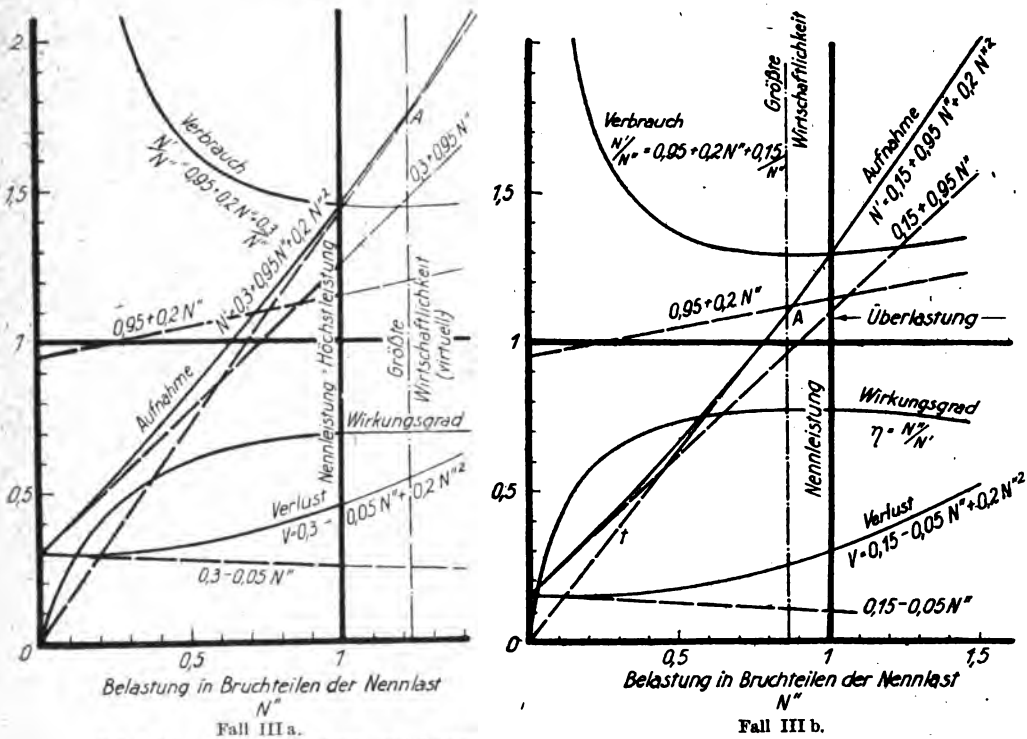



Fig. 5 bis 7. Wirtschaftlichkeit und Leistung bei konstanten und bei zunehmenden Verlusten.

oder der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{N''}{N'} = \frac{1}{1 + \frac{a}{N''}} \qquad \eta = \frac{N''}{N'} = \frac{1}{1 + b} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

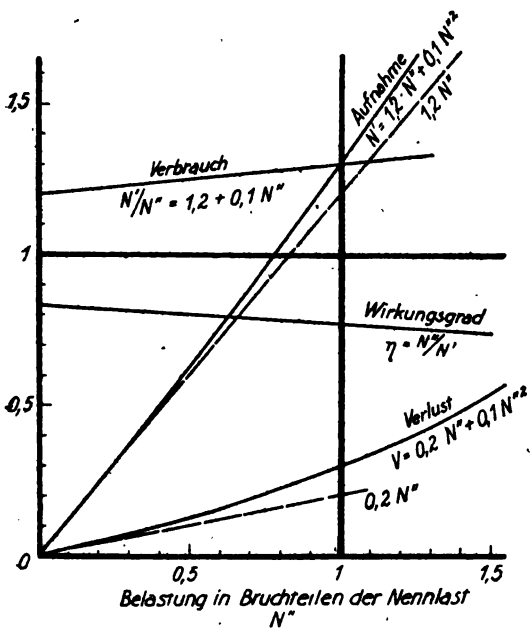
$a$ und $b$ sowie später $c$ sind darin beliebige, etwa versuchsmäßig zu ermittelnde Konstante. Im Fall II sind also Wirkungsgrad und Verbrauch einfach konstant, im Fall I nähern sie sich asymptotisch dem Werte 1, werden mit zunehmender Belastung dauernd günstiger. In Fig. 3 und 4 sind beide Fälle dargestellt, und zwar für $a = 0{,}2$ und

Digitized by Google

$b = 0{,}2$ — deren Werte aber nur auf die Größe des Wirkungsgrades, nicht auf den Charakter der Kurven Einfluß haben.

Selten trifft der lineare Verlauf der Verluste genau zu. Wenn dann ein im allgemeinen nicht sehr großes quadratisches Glied hinzutritt, so erhalten wir

| III. | IV. | |
|---|---|---|
| $N' = N'' + a + c \cdot N''^2$ | $N' = N'' + c \cdot N''^2$ | (4a) |
| $\varepsilon = 1 + c \cdot N'' + \frac{a}{N''}$ | $\varepsilon = 1 + c \cdot N''$ | (5a) |
| $\eta = \frac{1}{\varepsilon}$ | $\eta = \frac{1}{\varepsilon}$ | (6a) |




Fall IV.
Fig. 7.

Für bestimmte Konstante sind die Werte in Fig. 5 bis 7 dargestellt. Der Fall IV bietet nichts Besonderes gegenüber Fall II. Dagegen ergibt Fall II gegenüber Fall I eine grundsätzliche Änderung: der Verbrauch und daher auch der Wirkungsgrad durchlaufen einen Bestwert bei der Ordinate, wo im Punkte $A$ die Aufnahmekurve von dem Strahl $0A$ aus dem Nullpunkt berührt wird. Bei Steigerung der Belastung über die Stelle größter Wirtschaftlichkeit hinaus wird dann die Wirtschaftlichkeit wieder verschlechtert. Das führt bei Fig. 6 dazu, daß man die Maschine nicht mehr nach ihrer Höchstleistung benennt, sondern die Nennleistung in der Gegend größter Wirtschaftlichkeit sein läßt, etwas jenseits derselben, um für Benennung und zugleich für den Wirkungsgrad günstig klingende Werte zu haben. Jenseits der Nennleistung liegt dann das Gebiet der *Überlastung*; ein solches war bei Fig. 3 nicht vorhanden, da man jene Maschine nach der Höchstleistung benennen wird, die sie ja zugleich als von größter Wirtschaftlichkeit erscheinen läßt.

Je nach den Werten der Vorzahlen $a\ b\ c$ kann es aber auch kommen, daß ein Bestwert der Wirtschaftlichkeit zwar zu erwarten wäre, daß aber vor seiner Erreichung schon aus irgendeinem Grunde — durch Aufsetzen des Reglers, durch Erreichung der Vollfüllung — die Lei-

Digitized by Google

stungssteigerung begrenzt wird; dann wird man wieder wie im Fall I, Fig. 3 die Maschine nach der Höchstleistung benennen, und die Maschine ist nicht überlastbar. Diesen Fall zeigt Fig. 5.

Nach diesem Zusammenhang werden sich als im allgemeinen überlastbar erweisen die Dampfmaschine, die Ölmaschine, als nicht überlastbar die Gasmaschine. Überlastbar wird die Maschine dann, wenn die größte Wirtschaftlichkeit vor der Höchstleistung erreicht wird.

Die Begrenzung der Höchstleistung ist auch bei den Maschinenarten verschieden, und wo immer es auf Erreichung recht hoher Leistung ankommt, muß man sich klar werden über die Ursachen der Begrenzung. Bei den Verbrennungskraftmaschinen wird die Grenze der Leistung durch den Lieferungsgrad bestimmt: Ist das Zylindervolumen ausgenutzt, so ist damit die Aufnahme und also der Umsatz begrenzt. Bei dem Dampfkessel liegt die Grenze in der zu verfeuernden Kohlenmenge, und diese wie bei jeder Feuerung ist durch Rostgröße und Zugstärke, also Schornsteinhöhe und Kanalweiten, begrenzt, sie liegt also nicht im Kessel allein. Dampfmaschinen dagegen pflegen bei Höchstleistung noch nicht Vollfüllung zu haben, bei ihnen wird dann die Höchstleistung allein durch das Aufsetzen des Reglers, also gar nicht durch die eigentliche Maschine, bedingt; nur hindert Rücksicht auf wieder abnehmende Wirtschaftlichkeit praktisch die Erhöhung der Füllung.

Ergibt sich der Wunsch, die Höchstleistung einer Maschine nachträglich zu steigern — bei Vergrößerung der Fabrik, wo sich doch eine neue Antriebsmaschine noch nicht lohnt, oder bei Abnahmeversuchen, wenn man mit dem Wirkungsgrad reichlich, mit der Leistung knapp zurechtkommt und beides gegeneinander ausgleichen will —, da kann man demnach bei der Dampfmaschine in gewissen Grenzen leicht helfen, bei der Feuerung eventuell durch Steigerung des Zuges, bei der Gasmaschine aber nicht.

Der Begriff der Höchstleistung erfordert gelegentlich eine nähere Erläuterung; so unterscheidet man zwischen *vorübergehender* und *dauernder Höchstleistung*, zumal beim Dampfkessel, der kurz vorübergehend sehr viel hergeben kann aus dem Wärmebehälter, den sein Wasserinhalt darstellt, dauernd aber nur entsprechend seiner Rostgröße, während ja die Nennleistung immer durch die größte Wirtschaftlichkeit bestimmt ist. So kann eine als 100pferdig bezeichnete Lokomobile dauernd etwa 125 PS hergeben, wobei die Wirtschaftlichkeit (unwesentlich) verringert ist; für kurze Zeit gibt sie 140 PS her. Die Gasmaschine hat ähnliche Nachgiebigkeit nicht.

**6. Gegenseitige Beeinflussung der Glieder von Maschinengruppen.** Als Maschinengruppe sollte (§ 1) diejenige Anordnung von Maschinen bezeichnet werden, bei der mehrere Maschinen (oder Apparate) parallel arbeitend ihre Energie an eine gemeinsame Stelle abgeben oder von einer gemeinsamen Stelle empfangen. Einer Untersuchung sind allgemein nur die einzelnen Glieder der Gruppe zugänglich, nicht die Gruppe als Ganzes.

Trotzdem bedarf das parallele Arbeiten von Maschinen der Besprechung in versuchstechnischer Hinsicht wegen der *gegenseitigen Be-*

Digitized by Google

*einflussung der einzelnen Teile der Gruppe.* Wo nämlich noch andere Teile Energie an dieselbe Stelle abgeben oder von ihr empfangen, da wird die Charakteristik der Belastung eine andere als sie bei der Einzelmaschine wäre, die auf dieselbe Stelle arbeiten würde; das hat Einfluß auf die Regelung der Maschine. Außerdem kann die Beanspruchung durch parallel arbeitende Glieder der Gruppe eine solche Rückwirkung auf die äußeren Betriebsbedingungen ausüben, daß dadurch das zu untersuchende Glied in seiner Höchstleistung, vielleicht auch in seiner Wirtschaftlichkeit ernsthaft geschädigt oder auch gefördert wird. Die Möglichkeiten sollen hier durch Beispiele kurz erläutert werden; im einzelnen werden die Verhältnisse jedesmal bei der betreffenden Maschinenart in späteren Kapiteln erörtert, auf die deshalb verwiesen wird.

Als Beispiel für die *Beeinflussung der Regelung* kann das Verhalten der Dampfdynamo oder der Dampfpumpe dienen. Das Verhalten einer Dynamomaschine bei Belastungsänderungen ist verschieden, je nachdem sie gegen einen konstanten äußeren Widerstand oder gegen eine konstante Spannung arbeitet; praktisch ist ersteres verwirklicht bei Stromabgabe an ein Glühlampennetz, letzteres beim Aufladen einer Batterie, vorausgesetzt beidemal, daß nur eine Maschine arbeitet. Wo aber mehrere Maschinen parallel gegen ein Glühlampennetz arbeiten, wird durch Belastungsänderung einer Maschine die Belastung ganz oder teilweise auf die anderen übergehen, jene aber werden, wenn sie stark genug sind, die Spannung aufrechthalten. Die als Glied einer Gruppe arbeitende Dynamo arbeitet also jetzt gegen eine konstante Spannung, obwohl die Belastung an sich durch einen Widerstand erfolgte. Sind indessen die anderen Glieder der Gruppe schwächer, so werden sie die Spannung zwar nicht konstant halten, sie aber auch nicht so weit sich ändern lassen, wie die einzeln arbeitende Maschine es täte; es sind also beliebige Zwischenzustände denkbar.

Wenn eine Pumpe allein in ein wagerecht förderndes Druckrohr arbeitet, dann ändert sich die ihr entgegenstehende Förderhöhe mit dem Quadrat der von ihr selbst geförderten Wassermenge. Wenn aber mehrere Pumpen in dieselbe Leitung drücken, so geht der Gegendruck mit dem Quadrat der Gesamtmenge, und er wird um so weniger von der Fördermenge der einzelnen Pumpe beeinflußt, je kleiner ihr Anteil an der Gesamtförderung ist. Im Grenzfall — eine kleine Pumpe arbeitet parallel mit vielen großen — bleibt der Druck von einer Änderung der Menge praktisch unbeeinflußt, und die einzelne Pumpe arbeitet wie gegen eine geodätische Druckhöhe, obwohl die Druckhöhe hydraulisch ist. Ein Beispiel findet sich in § 129.

Die vorstehend genannten und ähnliche andere gegenseitige Einflüsse wirken auf das Verhalten der Maschine bei Änderungen der Belastung; sie haben besonders starken Einfluß bei schnellen Belastungsänderungen und den dadurch hervorgerufenen Regelvorgängen (Abschnitt V).

Eine andere Art gegenseitiger Beeinflussung ist die *Rückwirkung von Hilfseinrichtungen auf die Glieder der Gruppe*; diese Einflüsse betreffen hauptsächlich die erzielbare Höchstleistung. Wenn eine Dampf-

Digitized by Google

turbine den Dampf in einen Kondensator entläßt, so mag die verlangte Höchstleistung gerade erzielt werden können. Wenn aber weitere Turbinen auf denselben Kondensator geschaltet werden, so sinkt das Vakuum mehr oder weniger, und die erste Turbine wird nicht mehr die gleiche Höchstleistung hergeben. Die Turbine wird also durch ihre Nachbarn ungünstig beeinflußt; auch der Wirkungsgrad wird ungünstiger werden.

Der Einfluß der Nachbarn kann aber auch günstig sein. Wo eine Turbine den Dampf aus einem Kessel durch eine längere Rohrleitung empfängt, da ist der Dampf stärker überhitzt, wenn auch die benachbarten Maschinen arbeiten (§ 38); man wird also jedenfalls auf besseren Wirkungsgrad rechnen können — ob auch auf größere Höchstleistung, bleibt wegen des größeren spezifischen Volumens des ankommenden Dampfes zweifelhaft.

Wo mehrere Feuerungen (Dampfkessel) von einem gemeinsamen Schornstein bedient werden, können sie in der Höchstleistung durch den Betrieb von Nachbarn günstig oder ungünstig beeinflußt werden. Der Nachbar wirkt jedenfalls ungünstig, wenn er seine Abgase kälter in den Schornstein gibt als die untersuchte Feuerung; denn die Temperatur im Schornstein wird niedriger und überdies noch die im Schornstein aufsteigende Gasmenge größer. Gibt dagegen der Nachbar seine Gase wärmer in den Schornstein, so ist sein Einfluß meist günstig auf die erzielbare Leistung der Feuerung, weil der Auftrieb gesteigert wird; wenn der Schornstein jedoch im Querschnitt knapp ist, so kann der gesteigerte Druckverlust im Schornstein den Vorteil unter Umständen mehr als wettmachen.

Bei der Prüfung von Gewährleistungen sind alle diese Verhältnisse oft belanglos, in anderen Fällen aber sind sie äußerst schwierig zu berücksichtigen. So pflegt bei der Gewährleistung für einen Dampfkessel eine Zugstärke von vielleicht 20 mm Wassersäule verlangt oder doch genannt zu sein; sie soll dann (§ 8) eine Bedingung für Erreichung der zugesagten Höchstleistung sein, deren Erfüllung im Zweifel nicht dem Kesselliefer er obliegt und bei deren Nichterfüllung durch anderseitiges Verschulden die Höchstleistung nicht verlangt werden kann. Dabei geht es den Kesselliefer er nichts an, warum der verlangte Zug nicht erreicht wurde, und die andere Partei, der die Beschaffung des Zuges obliegt, kann jedes Mittel zu seiner Herstellung verwenden; dazu geben die oben gemachten Ausführungen einen Fingerzeig: man betreibe einen benachbarten Kessel mit recht hoher Abgastemperatur, forciere also etwa einen stark mit Flugasche belegten oder einen, dessen Überhitzer man abstellt, und man wird eher auf die verlangte Zugstärke kommen.

In diesem Fall gab der Einfluß benachbarter Kessel nur das versuchs- und betriebstechnische Mittel, um die Vorbedingungen für den Nachweis der Gewährleistung herzustellen. Für die Entscheidung des eigentlichen Streites über die Erreichung der Höchstleistung ist der Nachbarkessel belanglos, weil eben die verlangten 20 mm Zug entweder vorhanden sind oder nicht. Die Vereinbarungen können aber

Digitized by Google

auch anders liegen. Ein vorsichtiger Käufer wird sich zusagen lassen, daß der neu zu beschaffende Kessel, in die Gruppe der vorhandenen eingefügt, die verlangte Dampfmenge zu liefern imstande sei. Er hat ja an sich an dem Vorhandensein der Zugstärke von 20 mm kein Interesse, sondern nur an der Dampfleistung, und wenn er nicht spezialtechnisch sachkundig ist, so kann er nicht übersehen, wie ein hinzukommender Kessel die vorhandene Zugstärke etwa verändert. Er widerspricht also jeder Bindung bezüglich der Zugstärke, bedingt sich vielleicht ausdrücklich aus, der vorhandene Schornstein müsse auch noch für den zu liefernden Kessel „genügen".

Solche Abmachungen sind recht häufig, können auch nach Lage der Dinge sehr zweckmäßig sein, aber im Streitfall bieten sie manche Schwierigkeit für die Auslegung, die immer auf den Vorverhandlungen und auf den tatsächlichen Verhältnissen in dem untersuchten Betriebe fußen muß. Es kommt namentlich darauf an, inwieweit nach Lage des Falles der sachverständige Lieferer auch zu einer sachlich richtigen, mindestens sorgfältigen Beratung des sachunkundigen Käufers verpflichtet war. Es können folgende Erwägungen am Platze sein.

Wenn der untersuchte Kessel zur Erreichung der Höchstleistung angestrengt wird, während die Nachbarn normal betrieben werden, so hat er vermutlich heißere Abgase als jene, er wird also durch jene im Zug benachteiligt. Kann nun der Lieferer, dem die Erzielung der Höchstleistung sonst nicht glückt, verlangen, die anderen Kessel sollten auch mit höherer Abgastemperatur betrieben werden, also seinem Kessel angepaßt werden?

Diese Frage beantwortet sich nach Lage des besonderen Falles. Kommt der Kessel in eine Gruppe gleichartiger Kessel, so wäre es unbillig, wenn man alle anderen Kessel schwach betreiben und gleichzeitig vom strittigen die Höchstleistung verlangen wollte. Der Lieferer kann gleichmäßige Steigerung der Last auf allen Kesseln verlangen, weil sie für ihn günstig und weil sie im normalen Betrieb stets möglich ist. Die anderen Kessel müssen also mit forciert oder aber außer Betrieb gesetzt werden. Zwischen diesen beiden Möglichkeiten hat der Abnehmer die Wahl, und der neue Kessel muß auf jede von beiden Arten die Leistung hergeben. Anders, wenn ein Kessel für einen Sonderzweck neben einen oder mehrere Kessel gesetzt wird, so daß er also zwar denselben Schornstein benutzt, aber den Dampf andershin liefert. In chemischen Betrieben kommen in dieser Weise Kessel verschiedenen Druckes vor, neben Zentralheizungskessel wird der Kessel für eine Warmwasserversorgung oder Badeeinrichtung gesetzt. Da wird nun der Lieferer des neuen Kessels nicht sagen können, die Warmwasserversorgung brauche nur dann die Höchstleistung zu geben, wenn auch die Heizkessel forciert werden — das wäre also bei strenger Kälte, oder bei milderer Temperatur müßte man unwirtschaftlich einige Kessel außer Betrieb setzen, damit der Rest hohe Abgastemperatur hat. In solchem gemichten Betriebe muß also, in angemessenen Grenzen, der neue Kessel bei jeder Betriebsart der älteren der Vereinbarung genügen, weil eben die normalen Betriebsverhältnisse dies verlangen.

Digitized by Google

**7. Gewährleistungen in Worten und Zahlen.** Die Gewährleistung für eine Maschine soll allgemein eine Zahl sein, die erreicht werden muß, um die Zusage als erfüllt gelten zu lassen. Wird ein Wirkungsgrad von 70% = 0,70 zugesagt, so besteht die Nachprüfung eben in der Feststellung des wirklich vorhandenen Wirkungsgrades, der nun günstiger oder ungünstiger als der zugesagte sein kann. Ist eine gewisse Leistung der Maschine zugesagt, so hat der Prüfende festzustellen, ob diese Leistung von der Maschine erreicht werden kann oder ob nicht, oder er hat festzustellen, welche Leistung mit der Maschine zu erreichen ist; diese erreichte Höchstleistung kann dann wieder günstiger oder ungünstiger als die zugesagte sein.

Sehr oft wird bei den Vereinbarungen auf die vom Verein Deutscher Ingenieure teilweise in Verbindung mit anderen Vereinen aufgestellten Regeln (Normen) verwiesen. Für den Gegenstand dieses Buches interessieren die folgenden (zu beziehen vom V. D. I., Berlin NW 7):

1. Normen für Leistungsversuche an Dampfkesseln und Dampfmaschinen, 1899 (abgedruckt Hütte, Band II).
2. Regeln für Leistungsversuche an Gasmaschinen und Gaserzeugern, 1906.
3. Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren, 1912.

Der Inhalt und genaue Wortlaut der Normen sei eingehendem Studium empfohlen; wegen ihrer rechtlichen Bedeutung vergleiche man § 22. Manches darf im folgenden übergangen werden, weil es in den Regeln behandelt wird; im allgemeinen gehen die folgenden Darlegungen über den Inhalt der Regeln hinaus. An dieser Stelle soll folgendes hervorgehoben werden.

Die älteren Vorschriften (1 und 2) billigen einen *Spielraum* (*Toleranz*, *Lizenz*) zu. Im allgemeinen soll eine Zusage dann als erreicht gelten, wenn die erreichte Zahl höchstens 5% ungünstiger ist als die zugesagte. Diese Bestimmung ist auch auf Maschinenarten anwendbar, für die keine Normen bestehen, soweit sie handelsüblich ist. Wo also ein Wirkungsgrad von 70% = 0,70 zugesagt, ein solcher von 68% = 0,68 festgestellt ist, da gilt die Zusage als erfüllt; denn die erreichte Zahl dürfte 5% von 70 = 3,5% ungünstiger sein als die zugesagte, es hätten nur 66,5% = 0,665 als Wirkungsgrad nachgewiesen zu werden brauchen.

Die Zulassung von 5% Spielraum erfolgt in der Annahme, technische Untersuchungen, zumal im praktischen Betriebe, seien im allgemeinen mit Fehlern bis zu 5% behaftet; bis zu diesem Betrage kann dann das Fehlergebnis in der Messung und gar nicht in der Maschine liegen. Da man aber manche Untersuchungen mit merklich geringerem Fehler als 5% machen kann, so kommt dann der Spielraum dem Lieferer zugute und wird oft in diesem Sinne mißbraucht. Deshalb ist er in den neueren Vorschriften ganz oder teilweise beseitigt. Nach den Regeln für ... Gasmaschinen muß wenigstens die Höchstleistung voll nachgewiesen werden; und nach den Regeln für ... Ventilatoren muß auch die Wirtschaftlichkeit voll erreicht werden.

Digitized by Google

Andere Untersuchungen sind nicht leicht auf die Fehlergrenze von 5% zu bringen. Die Vereinbarung des Spielraumes kann dann nicht von dem Nachweis entbinden, daß bei Ausführung der Untersuchung der Fehler nicht mehr als der Spielraum betragen hat. Das geschieht durch mehrfache Ausführung der Untersuchung und Prüfung der Ergebnisse auf Übereinstimmung. In den Normen heißt es — für andere Maschinenarten legt der Handelsbrauch fest —, daß eine Untersuchung nur dann zur Verweigerung der Abnahme führen solle, wenn zwei aufeinanderfolgende Untersuchungen übereinstimmend erfolglos verlaufen.

Diese Bestimmung kann zu Zweideutigkeiten und Unzuträglichkeiten führen. Sie ist zunächst selbstverständlich dahin zu ergänzen, daß aber die Zusage als erfüllt zu betrachten ist, wenn bei zwei aufeinanderfolgenden Untersuchungen die zugesagte Zahl erreicht bzw. um höchstens 5% unterschritten worden ist. Aber dann kann es vorkommen, daß aufeinanderfolgende Versuche immer abwechselnd ober- und unterhalb der Grenze bleiben, und die Untersuchung kann lange fortgesetzt werden, ohne zu einem Ergebnis zu führen. Wenn im obengenannten Beispiel der Wirkungsgrad nacheinander zu 67,0; 65,0; 67,0; 65,0% gefunden wurde, so dürfte man nach dem Wortlaut der Normen die Maschine nicht zurückweisen, weil der Beweis der Unzulänglichkeit nicht erbracht ist; trotzdem wird man rein sachlich schließen dürfen, erstens, daß der wahre Wirkungsgrad 66,0% betrage und also nicht genüge, zweitens, daß die Versuchsgenauigkeit eine große, der mittlere Versuchsfehler lange nicht 5% sei, und daß also die Toleranz überhaupt zu Unrecht in Anspruch genommen werde.

In anderen Fällen, namentlich wo Luftmessungen in Frage kommen (Kühlanlagen), wird eine Versuchsgenauigkeit selbst von $\pm$ 5% nicht sicher zu erreichen sein, und es kann kommen, daß der wahre Wirkungsgrad über dem zugesagten Wert liegt, und doch durch die Meßungenauigkeit die Zusage nicht erfüllt erscheint. In solchen Fällen kann die Vereinbarung über den Spielraum zweckmäßig etwa wie folgt lauten:

„Eine Zusage gilt als erfüllt, wenn die gemessene Zahl um nicht mehr als den mittleren Fehler der Versuchsreihe ungünstiger ist als die zugesagte."

Der mittlere Fehler ist bekanntlich (Techn. Mess. § 18) durch den Ausdruck

$$f_m = \sqrt{\frac{\Sigma f^2}{m}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (7)$$

gegeben, worin $f$ die Abweichungen der einzelnen Versuchsergebnisse vom wahrscheinlichen Wert und $m$ die Anzahl der Versuche ist. Man kann auch den einzelnen Abweichungen ein verschiedenes Gewicht beilegen, etwa bei Verdampfungsversuchen am Kessel proportional der Beobachtungszeit $t$. Dann ist

$$f_m = \sqrt{\frac{\Sigma (f t)^2}{t^2 \cdot m}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (7a)$$

Die *Gewährleistungen* für Maschinen oder Maschinenanlagen können aber auch *in Worten* gegeben sein. Oft wird allgemein etwa die Ver-



Digitized by Google

wendung guten Materiales oder neuzeitliche Bauweise zugesagt. Die Nachprüfung solcher Zusage erfolgt auf Grund der allgemeinen und besonderen Erfahrungen des Prüfenden und kann im einzelnen nicht gelehrt werden, kann also auch in diesem Buche nicht besprochen werden. Doch läßt sich manche allgemein gegebene Garantie auf eine Zahlenzusage zurückführen, etwa indem nachträglich festgelegt wird, für den Sonderzweck sei ein Flußeisen dann nicht mehr als gut zu bezeichnen, wenn es nicht eine gewisse Festigkeit und Dehnung aufweise, und ein Ölmotor gewisser Größe entspreche dann nicht neuzeitlichen Anforderungen, wenn er einen Ölverbrauch von mehr als x kg für die Kilowattstunde habe. Aber die beiden Beispiele zeigen schon, daß solche nachträgliche Zurückführung einer Wortzusage auf eine Zahlenzusage meist verneinenden Charakter hat, denn ein Ölmotor ist nicht allein deshalb als modern zu bezeichnen, weil er den heute üblichen Ölverbrauch hat. Es ist gerade der *Vorteil der Wortzusage vor der Zahlenzusage*, daß er nicht die mannigfachen Eigenschaften einer Maschine durch Benennung einer einzigen oder weniger Zahlen zu erschöpfen sucht. Die Wortzusage ist wertvoller, aber rechtlich und sachlich schwerer nachzuprüfen.

Wo Streit vorauszusehen ist, wird man gut tun, die Anforderungen soweit möglich zahlenmäßig durch nachträgliche Vereinbarung festzulegen, und dann erst zu prüfen, ob die nun teilweise an Stelle der Wortzusage vorbehaltlich der freien Beurteilung der allgemeinen Eigenschaften der Maschine getretenen Zahlenzusagen erfüllt sind. Bei der Festlegung ist der Spielraum auch festzulegen.

Oft kann man auch durch Vereinbarung passender Versuchsweisen die Wortgarantie in eine Zahlenzusage umwandeln. Für einen *Ventilator* sei *„Geräuschlosigkeit"* zugesagt. Das darf nicht so verstanden werden, daß man seinen Gang nicht hören soll, wenn man neben ihm steht; solche Auslegung würde Unnützes und Unmögliches verlangen. Es kommt darauf an, daß man ihn in den Räumen nicht hört, die regelmäßig von Menschen benutzt werden und in denen Geräusch stören könnte. Aber auch dieses vorausgesetzt, ist es, wenn das Geräusch nicht offenkundig stark ist, oft schwer zu entscheiden, ob man im Raume etwas hört oder nicht. Man kann dann so verfahren. Der Ventilator wird beliebig an- und abgestellt, die Zeit aber jeweilig notiert. Unabhängig davon schreibt ein Sachverständiger oder jede der Parteien die Zeiten auf, zu denen sie An- und Abstellen des Ventilators zu bemerken glaubt. Das Vorhandensein von Geräusch gilt dann als erwiesen, wenn der Abnehmer z. B. 75% aller Betriebsänderungen richtig hat aufschreiben können.

**8. Erläuternde und bedingende Angaben.** Oft ist eine Zahlenzusage zur Erläuterung einer Wortzusage gegeben. Ist zugesagt, daß der Ölmotor durchaus neuzeitlich sein solle, ist außerdem noch ein Ölverbrauch angegeben, während doch an sich schon im Begriff der Neuzeitlichkeit liegt, daß auch der Ölverbrauch heutigen Ansprüchen genügt, so legt die Zahl für den Ölverbrauch von vornherein fest, was in dieser besonderen Richtung unter neuzeitlich verstanden werden solle, wäh-

Digitized by Google

rend in allen anderen Hinsichten der Motor der freien Beurteilung in bezug auf Neuzeitlichkeit unterliegt.

Die einzelnen Zahlenangaben einer Zusage sind nicht durchweg als je eine weitere Zusage aufzufassen; einzelne der Zahlen geben die Bedingungen an, unter denen die anderen gelten sollen, und bilden dann nicht eine Auflage für den Lieferer, sondern im Gegenteil für den Abnehmer; Mißverständnisse in dieser Hinsicht sind nicht selten.

Schon die einfache Zusage: „ein Ölmotor solle bei 100 kW indizierter Leistung einen Ölverbrauch von 400 g/kW · st haben", enthält zwar außer der Zusage des Ölverbrauches noch die weitere, daß der Motor eine Belastung von 100 kW auch herzugeben bereit sei. Wenn wir aber die Maschine in die Gesamtanlage eingebaut haben und sie nun indizieren, dabei nur 80 kW Leistung bei 380 g Ölverbrauch feststellen, so können wir nicht die Maschine beanstanden, weil sie die zugesagte Leistung nicht geliefert habe und weil daher eine zugesagte Eigenschaft fehle. Durch die Feststellung ist zur Prüfung der Garantie überhaupt nichts bewiesen. Die tatsächliche Lieferung der 100 kW war eine Voraussetzung des Lieferers der Maschine für die Ölgarantie; Sache des Abnehmers ist es, für diesen Betriebszustand zu sorgen, die 100 kW Belastung von der Maschine abzunehmen und dadurch die Maschine zu ihrer Erzeugung zu veranlassen. Die Zahl 100 kW hat also wesentlich bedingenden Charakter. Nur durfte die Maschine nicht bereits versagen — vielleicht der Regler aufsetzen —, wenn man auf 100 kW übergehen wollte. Rechtlich ist nicht die Erzeugung der 100 kW, sobald sie läuft, eine zugesagte Eigenschaft der Maschine; nur die Fähigkeit zur Erzeugung kann als solche angesehen werden.

Nicht leicht wird im genannten Beispiel Unklarheit herrschen, leichter aber in anderen, die weniger geläufig sind und doch gleich liegen. Eine Pumpe sei geliefert, die 3 m³/min Wasser bei 40 m Druckhöhe liefern soll; die Messung ergebe zwar 3,3 m³/min, aber nur 37 m Druckhöhe; der Abnehmer sagt, die größere Liefermenge helfe ihm nichts, die Druckhöhe aber sei nicht die zugesagte. Demgegenüber wäre wieder zu sagen, daß die Druckhöhe nicht von der Pumpe, sondern von der Rohrleitung abhängt, in die die Pumpe fördert; die Garantie, welches auch ihre genaue Fassung sei, kann nur bedeuten, die Lieferung der zugesagten Fördermenge solle auch noch möglich sein, wenn der Gegendruck bis auf 40 m steige. — Andererseits hat auch der Abnehmer gar kein Interesse an dem Gegendruck; je kleiner derselbe ist, desto besser für den Arbeitsverbrauch der Pumpe, also für die Betriebskosten (das gilt, passende Vergleichsbasis gewählt, auch für Kreiselpumpen).

Eigenartig liegen die Verhältnisse auch bei Zugerzeugungseinrichtungen für Dampfkessel, insbesondere bei Anlagen für künstlichen Zug. Hier wird die Zusage den praktischen Verhältnissen angepaßt, indem man sagt, es sollten $B$ kg Brennstoff bestimmter Art auf dem Rost verbrannt werden können; dabei sollen am Fuchs ein $l$-facher Luftüberschuß und $t_{\vartheta}^{\circ}$ Temperatur sowie $h$ mm Wassersäule Zug herrschen.

Hier neigt namentlich der Laie dazu, die Erzeugung der $h$ mm WS als das Wesentliche der Zusage anzusehen und sie für nicht er-



Digitized by Google

füllt zu betrachten, wenn diese Zugstärke nicht zu beobachten ist. In Wahrheit ist der Zweck der Zugerzeugungsanlage die Abführung der Verbrennungsgase, deren Menge dem Gewicht nach durch $B$ und $l$, dem Volumen nach auch noch durch $t_{\ddot{u}}$ festgelegt ist. Es wird zugesagt, daß die aus diesen Daten zu berechnende Menge auch noch gegen $h$ mm WS abgeführt werden könne; wie hoch sich die Zugstärke dann wirklich einstellt, hängt von den Widerständen der Feuerzüge ab, also nicht von der Zugerzeugungsanlage, sondern vom Kessel und der Dichtheit und Art seiner Einmauerung.

Auch hat der Kesselbesitzer kein Interesse an hoher Zugstärke, im Gegenteil, eine solche bedingt mehr Arbeit zur Abführung der Gase. Sein Interesse bezieht sich nur auf die (vollkommene) Verbrennung der bestimmten Kohlenmenge. Diese wird ihm zugesagt; jedoch wird die Zusage unter der Bedingung gegeben, daß nicht Undichtheiten des Kessels ein unangemessenes Steigen der Luftüberschußzahl $l$ und zu große Gasmenge ergeben — daß nicht durch unvollkommene Wärmeabnahme aus den Gasen (zu kleine Heizfläche, Kesselstein- oder Flugaschenansatz) die Temperatur der Abgase unangemessen hoch steige — und daß endlich nicht die Widerstände von Rost und Zügen zu groß seien, durch die ja die Gase hindurchgesaugt werden müssen. Sind die Bedingungen innegehalten, so wird die Verbrennung der Kohle durch Abführung der Verbrennungsgase zugesichert.

Daß die Zugerzeugung der Zweck der Anlage ist, tut nichts zur Sache. Auch bei der Kraftmaschine ist die Erzeugung der Leistung der Zweck, zugesagt aber wird der Verbrauch unter der Bedingung, die Leistung könne der Maschine abgenommen werden.

**9. Spielraum für Herstellung der Bedingungen.** Allgemein kann man die Bedingungen nicht genau erfüllen. Bei der Kraftmaschine sorgt man bei Vorbereitung der Versuche für Abnahme der bedungenen Leistung, beim Versuch wird gleichwohl die wirkliche Leistungsabnahme etwas vom Sollwert abweichen. Der Lieferer darf nun nicht berechtigt sein, zu sagen: er habe seine Zusage für 100 kW Leistung gegeben, die Leistung sei aber beim Versuch 99,5 kW gewesen, also sei der Beweis für den Mehrverbrauch der Maschine mißlungen. Man wird lange probieren müssen, bis man bei einem Versuch noch genauer an die bedungene Leistung herankommt, und ein Beweis für Nichterfüllung der Zusage wäre dann überhaupt nicht zu erbringen.

Um solchen Ausgang zu vermeiden, gibt es zwei Wege, die beide üblich sind; entweder man setzt für die innezuhaltende Bedingung einen Spielraum fest, oder man rechnet auf den Sollzustand um.

Der erste Weg ist die *Festsetzung eines Spielraumes* angemessener Größe, innerhalb dessen, nach beiden Seiten vom Sollwert hin, die bedingte Größe vom Sollwert abweichen darf, ohne daß deshalb die Zusage nicht gleichwohl bindend wäre. In den Normen für Dampfmaschinen und Dampfkessel heißt es in Punkt 7: „Innerhalb derselben Grenzen (der Toleranz von 5%, § 7) muß der zugesicherte Verbrauch an Brennstoff oder Dampf auch dann innegehalten werden, wenn bei Schwankungen während des Versuches die Belastung ... im Mittel

Digitized by Google

während des ganzen Versuches um nicht mehr als $\pm$ 7,5%, im einzelnen, in der Regel um nicht mehr als 15%, von der dem zugesicherten ... Verbrauch zugrunde gelegten Beanspruchung oder Belastung abgewichen ist. Sind größere Schwankungen im einzelnen aufgetreten, so soll der Versuch nur dann als gültig betrachtet werden, wenn das Durchschnittsergebnis dadurch nicht wesentlich beeinflußt wird."

Diese Bestimmung läßt sich an Hand der Fig. 8 wie folgt interpretieren. Es sei bei der Leistung $N_o$ ein Wirkungsgrad $\eta_o$ zugesagt. Als Sollzustand ist damit Punkt $A$ festgelegt, der ein Punkt auf der Wirkungsgradkurve ist, die nach $OA$ verlaufen mag. Die Gewährleistung gilt mit 5% Spielraum, der Wirkungsgrad darf also um 5% von $AN_o$ kleiner sein als zugesagt, er braucht nur $N_oB$ zu sein; nach oben darf er natürlich beliebig größer sein als zugesagt. Für die vorausgesetzte Leistung gilt der Spielraum von $\pm$ 7,5%; die Prozente sind von $ON_o$ zu nehmen. Die Leistung kann also bis $ON_1 = 0{,}925 \cdot \overline{ON_o}$ herab oder bis $ON_2 = 1{,}075 \cdot \overline{ON_o}$ heraufgehen, und immer muß die Zusage erfüllt bleiben. Daraus ergibt sich, daß die Zusage erfüllt ist, sofern nur die ermittelten Werte von $N$ und $\eta$ nicht außerhalb des schraffierten Flächenstückes fallen. — Ist nicht der Wirkungsgrad, sondern der Verbrauch zugesagt, so ergibt sich ebenso die schraffierte Fläche der Fig. 9, aus der der ermittelte Punkt nicht herausfallen darf.

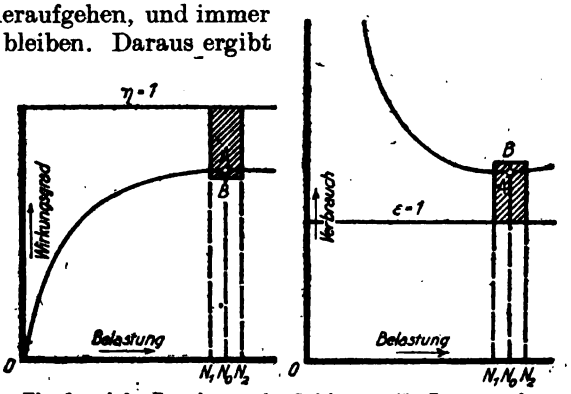



Fig. 8 und 9. Berechnung des Spielraums für Zusage und Bedingungen.

Bei der Zulassung des Spielraumes in den Dampfmaschinennormen ist offenbar daran gedacht, es solle eine Umrechnung auf den Sollzustand grundsätzlich unterbleiben — der gemessene Punkt solle eben in die schraffierte Fläche der Fig. 8 und 9 fallen, die ja nach allen Seiten vom Sollwert Raum läßt.

Diese Art, den Interessen des Lieferers und des Abnehmers — sowie auch des sachverständigen Prüfenden — gerecht zu werden, ist vorzüglich, solange die Kurve des Wirkungsgrades und des Verbrauches etwa wagerecht läuft. Bei Fig. 10 führt sie zu einer Härte, indem ganz links nicht nur dem Lieferer kein Spielraum bliebe, sondern sogar die Abnahme verweigert werden müßte, obwohl die Maschine etwas besser gearbeitet hat, als zu erwarten war. Bei Gewährleistung nur eines Punktes gibt es aber kein Mittel, ohne Willkür diese Härte zu vermeiden, wenn man nur einen Versuch machen will. Man kann deshalb dem richtigen Punkt $A$ durch Anstellen mehrerer Versuche und durch Bilden der Mittelwerte genügend nahezukommen suchen. Über die Art des Vorgehens müßte aber in diesem Fall vorher Übereinstimmung erzielt werden.

Digitized by Google

Die Normen wollen diesen Weg nur für den Wirkungsgrad und Verbrauch benutzt haben. In der Tat würden Verhältnisse ähnlich der Fig. 10 auftreten (Fig. 11), wollte man das gleiche Verfahren anwenden, wenn die Aufnahme für bestimmte Leistung zugesagt ist — was ja freilich selten geschieht.

Allgemein ist dieser erste Weg wegen Ausschlusses jeder Willkür ausgezeichnet, solange die gewährleistete Größe nur schwach von der ausbedungenen beeinflußt wird oder sobald Über- und Unterschreitung des ausbedungenen Sollwertes die gewährleistete im gleichen Sinne beeinflussen. Man kann deshalb beispielsweise ebenso zulassen, daß die Umlaufzahl einer Dampfturbodynamo, oder daß die Klemmenspannung einer Dynamomaschine, oder daß der Betriebsdruck im Dampfkessel um $\pm$ 7,5% oder um einen anderen angemessenen Betrag vom Sollwert abweiche, jedesmal wenn der Wirkungsgrad bestimmt werden soll, und kann jede Umrechnung dabei unterlassen.

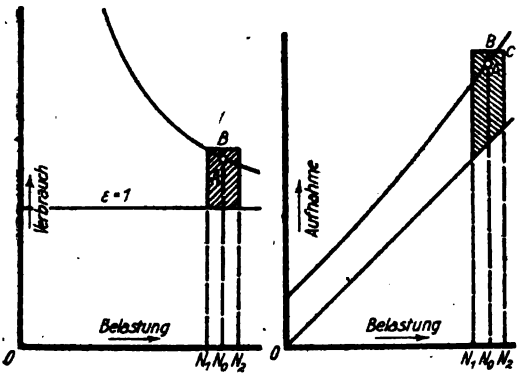


Fig. 10 und 11.

**10. Umrechnung der Versuchsergebnisse auf die Sollbedingungen.** Eine Umrechnung hat dann einzutreten, wenn die vom Sollwert abweichende ausbedungene Größe die garantierte in einem bestimmten Sinne beeinflußt. Die Umrechnung ist nur dann zuverlässig zu machen, wenn die Beeinflussung zahlenmäßig aus theoretischen Erwägungen oder aus Erfahrungen heraus sicher angegeben werden kann. Theoretische Erwägungen sind oft in mehrfacher Form von etwa gleicher Güte möglich; dann hat man im Zweifel die dem Lieferer günstigste Form der Umrechnung zu wählen. Da die praktischen Einflüsse einer Änderung infolge von Nebeneinflüssen von den theoretischen leicht abweichen, so sollen die Abweichungen des wirklichen Zustandes vom ausbedungenen Sollzustand möglichst klein sein: eine Umrechnung soll nur in engen Grenzen statthaben.

Vor allem aber ist grundsätzlich zu beachten, daß es nicht darauf ankommt, was bei den abweichenden Versuchsbedingungen eine für diese anderen Bedingungen gebaute Maschine hätte leisten können, sondern darauf, ob und um wieviel die wirklich untersuchte Maschine von einmal festliegenden Abmessungen durch die geänderten Versuchsbedingungen günstig oder ungünstig beeinflußt wird. Bei der Umrechnung ist nicht zu vergleichen, was in beiden Fällen — der Sollbedingung und der wirklichen — theoretisch erzielbar ist, sondern was der Maschine praktisch zugemutet werden kann. Nicht das Verfügbare, sondern das Ausnutzbare ist in Betracht zu ziehen.

Digitized by Google

Einige *Beispiele* werden zeigen, worauf sich diese Sätze beziehen.

Es sei die Frage gestellt: Hat eine *Vergrößerung der Leistung einer Dampfmaschine* eine Verbesserung oder Verschlechterung des Dampfverbrauches zur Folge? Es wäre falsch, hierauf allgemein überhaupt nur zu antworten. Man hat nämlich zunächst gegenzufragen, ob es sich darum handelt, eine Maschine von z. B. 50 PS oder eine solche von 75 PS Nennleistung zu beschaffen, deren jede dann mit ihrer Nennleistung betrieben werden sollte; in diesem Falle nämlich wäre fast immer die größere Maschine die wirtschaftlicher arbeitende, die Vergrößerung der Leistung hat also eine Verbesserung des Dampfverbrauches zur Folge. Wenn man dagegen eine bestimmte Maschine von 50 PS Nennleistung mit 75 PS belasten will, so wird sie, wenn sie überhaupt die Leistung hergibt, jedenfalls weniger wirtschaftlich arbeiten, weil der Expansionsgrad geringer wird; die Vergrößerung der Leistung hat eine Erhöhung des Verbrauches, eine Verschlechterung zur Folge.

Ob in diesem einfachen und klar liegenden Fall Versehen wahrscheinlich sind, bleibe dahingestellt. In weniger durchsichtigen Fällen kommen Versehen gleicher Art sehr häufig vor. Deutet beispielsweise *höhere Drehzahl einer elektrisch betriebenen Kreiselpumpe* auf eine Erhöhung oder auf eine Ermäßigung der Wassermenge? Auch diese Frage ist je nach den Umständen zu beantworten. Ist die Steigerung der Drehzahl durch Verstärkung der Erregung (des Gleichstrommotors) hervorgerufen worden, bleibt also der Düsenwert (§ 127, 137), gegen den die Pumpe arbeitet, unverändert, so wächst mit der künstlich erzeugten höheren Drehzahl die geforderte Wassermenge (und der Gegendruck, also auch die Leistung und daher die Stromaufnahme). Wenn man dagegen den Düsenwert verkleinert, so wird die Wassermenge und dadurch die Leistungsaufnahme verringert; bei geringerer Leistungsentnahme aber stieg die Drehzahl des Gleichstrommotors; diesmal also deutet die Erhöhung der Drehzahl auf kleinere Wasserförderung.

Ein *Peltonrad* mag *bei vereinbartem Gefälle* einen gewissen günstigen Wirkungsgrad liefern. Günstige Verhältnisse erzielt man bekanntlich dann, wenn die Geschwindigkeit des Schaufelkranzes rund die Hälfte der Strahlgeschwindigkeit ist. Ist nun das Gefälle höher oder niedriger, so könnte man unschwer denselben Wirkungsgrad erzielen, wenn man die Drehzahl des Rades dem Gefälle entsprechend veränderte, damit jeweils die Geschwindigkeit des Schaufelkranzes gleich der halben Strahlgeschwindigkeit bleibt; oder man müßte zu gleichem Zweck den Kranzdurchmesser ändern, wenn die Drehzahl unverändert bleiben soll. In beiden Fällen dürfte man, wie gesagt, annehmen, daß die Leistung dem Gefälle proportional steigt und daß der Wirkungsgrad daher unverändert bleibt. Aber die Änderung des Kranzdurchmessers kommt ja auf eine Auswechslung der Maschine heraus, und die Veränderung der Drehzahl ist meist betriebstechnisch unzulässig; der Regler soll ja gerade die Konstanz der Drehzahl erzwingen. Daher wird bei einem bestimmten Rade jede Abweichung des Gefälles vom Sollwert, nach unten oder oben, eine Verschlechterung des Wirkungs-

Digitized by Google

grades zur Folge haben, während natürlich die Leistung des Rades mit dem Gefälle steigt.

Daß es einen Unterschied in der Beurteilung macht, ob für eine erst zu beschaffende Anlage die Abmessungen bestens festzulegen sind, oder ob eine vorhandene Anlage von gegebenen Abmessungen unter verschiedenen äußeren Bedingungen läuft, ist oben schon erläutert. Für Dampfmaschinen wird dem durch Berechnung zweier Gütegrade Rechnung getragen. Eine für Auspuffbetrieb gebaute Dampfmaschine kann, mit Kondensation betrieben, nicht dasselbe leisten wie eine für Kondensation gebaute Maschine, die einen größeren Zylinder und vor allem größere Auslaß-Steuerkanäle erhalten haben würde; dem trägt die Berechnung des Gütegrades unter Beachtung der wirklichen Zylinderabmessungen Rechnung (§ 47); aber auch die für Kondensation gebaute Dampfmaschine arbeitet unter Umständen mit Auspuff ungünstiger als eine Auspuffmaschine, mindestens deshalb, weil die unnütz großen Zylinderabmessungen sie mechanisch belasten und Wärmeverluste bedingen, besonders aber dann, wenn diese unnütz großen Zylinderabmessungen zur Schleifenbildung im Diagramm führen.

Für die Dampfturbine liegt die Sache ganz ähnlich: Eine für Gegendruckbetrieb bestimmte Dampfturbine wird unbillig belastet, wenn man sie mit Kondensation betreibt und ihr dabei das Wärmegefälle bis herab zum Kondensationsdruck als verfügbar anrechnet; sie paßt für diesen Betrieb nicht, weil ihre Düse dafür zu kurz und im Endquerschnitt zu eng ist.

In diesem wie in anderen Fällen kann es wohl angezeigt sein, zwar bei minderwertigen Bedingungen die Umrechnung zugunsten des Lieferers, nicht aber bei höherwertigen Bedingungen die Umrechnung zu seinen Ungunsten vorzunehmen; es bleibt zu prüfen, wie weit nach Lage der Dinge eine Ausnutzung der höherwertigen Bedingungen von der Maschine auch erwartet werden darf, und nach Befund unterbleibt eine Umrechnung auf höherwertige Bedingungen vollständig.

In Laienkreisen sind Vorurteile, die auf Verwechslung der konstant gehaltenen Größen bei Veränderung der Betriebsbedingungen beruhen und die vielfach zur Ablehnung brauchbarer Geräte (Verweigerung der Abnahme) führen, sehr schwer auszurotten. Ein Beispiel dafür ist folgendes aus der Flugtechnik. Der Flugmotor wird unmittelbar durch den Propeller belastet: die gesamte, im Motor erzeugte Energie wird im Propeller verbraucht. Der Propeller ist also ohne weiteres ein Bremszaum für den Motor, und zwar einer, dessen Moment mit der Drehzahl schnell zunimmt; es steigt ziemlich genau quadratisch mit der Drehzahl. Die Leistung $N = \frac{1}{716} \cdot M_d \cdot n$ wächst also mit der dritten Potenz der Drehzahl. Daher ist es eine Erfahrungstatsache, daß mäßiges Nachlassen der Drehzahl ein relativ starkes Nachlassen der Motorleistung und daher der Flugleistungen andeutet; der Tourennachlaß um 10%, auf 0,9 der normalen, bedeutet einen Leistungsnachlaß auf das $0{,}9^3 = 0{,}73$ fache der normalen. Solch Tourennachlaß tritt ein, wenn nach längerem Gang die Kolben oder die Ventile undicht zu werden beginnen,

Digitized by Google

oder infolge anderer Motorfehler. Berechtigterweise ist der Flieger solchem Nachlassen gegenüber sehr empfindlich. — Nun kommt es aber auch vor, daß ein Propeller schadhaft wurde und ausgewechselt werden muß, und daß dann die Maschine mit dem neuen Propeller langsamer läuft. Auf der eben genannten Erfahrung fußend, verhält sich der Flieger solchem Propeller gegenüber dann ablehnend und wechselt ihn kurzerhand wieder aus. Das ist unberechtigt. Denn diesmal blieb die Maschine unverändert. Für eine bestimmte Maschine hat die Beziehung des Momentes und der Leistung in Abhängigkeit von der Drehzahl den aus Fig. 2, S. 8, bekannten Verlauf, die Leistung hat einen Höchstwert, und Flugmotoren pflegen nicht allzufern diesem Höchstwert zu arbeiten. Daher bedeutet eine um 10% kleinere Drehzahl diesmal nur einen geringen Nachlaß an Leistung, der an sich unbedenklich ist; überdies wird die Minderleistung noch ausgeglichen, indem der Propeller bei niederer Drehzahl günstiger arbeitet. Durch die beim Propellerwechsel eingetretene Verminderung der Drehzahl wird also die Flugleistung kaum vermindert, vielleicht sogar verbessert. Aber in Unkenntnis des Unterschiedes gegen die Verhältnisse beim Nachlassen des Motors werden, wie gesagt, die Propeller immer abgelehnt. Und doch ist die Sachlage einfach die, daß eine Verringerung der Drehzahl entweder von einer Schwächung der Maschine oder von einer Verstärkung des Propellers (größere Breite oder Länge) herrühren kann — nur ersteres aber ist so überaus schädlich.

**11. Barometerstand und Lufttemperatur.** Äußere Betriebsbedingungen, die Einfluß auf das Versuchsergebnis haben, sind der am Versuchsort zur Versuchszeit herrschende Luftdruck und die Lufttemperatur, gelegentlich auch die Luftfeuchtigkeit. Nur bei Wasserkraft- und -fördermaschinen sowie bei elektrischen Maschinen pflegen diese Daten des Luftzustandes keinen merklichen Einfluß zu haben.

Nicht immer sind über die genannten Größen bestimmte Bedingungen in der Gewährleistung angegeben. Dann wird anzunehmen sein, daß die Höchstleistung bei jedem am Ort vorkommenden Luftzustand erreicht werden muß, und daß der Wirkungsgrad beim mittleren Luftzustand erreicht werden muß. Denn an der Höchstleistung kann jederzeit ein vitales Interesse herrschen, während man hinsichtlich des Wirkungsgrades gute und schlechte Zeiten gegeneinander abgleichen kann.

Die Einwirkung des Luftzustandes auf die einzelnen Maschinenarten ist sehr verschieden, teils bedeutend, teils verschwindend. Einige Beispiele seien gegeben.

Bei Gas-Kraftmaschinen wird bei abnehmendem Luftdruck das Füllungsgewicht verringert, daher sinkt die Höchstleistung dem Barometerstand direkt proportional. Steigende Lufttemperatur hat ähnlichen Einfluß. Wo flüssige Brennstoffe in der Maschine verbrannt werden, da wird meist dieser Einfluß weniger scharf sein; denn wenn auch bei geringerer Luftdichte weniger Luft eingenommen wird, so wird dieselbe wegen des normal vorhandenen Luftüberschusses doch meist noch zur Verbrennung reichen; wie weit sich durch geänderte Vergaserwirkung und

Digitized by Google

daher wechselndes Mischungsverhältnis die Brisanz ändert, ist schwer zu entscheiden. Eine Maschine, die normal mit Luftmangel arbeitet (Flugmotoren), wird natürlich direkt durch die Luftdichte beeinflußt.

Bei Dampfkraftanlagen ist ein Unterschied zu machen zwischen offenem und geschlossenem Betrieb. Ersterer liegt rein bei Auspuffmaschinen vor, letzterer dann, wenn das Kondensat rückgespeist wird.

Zeigt bei offenem Betrieb z. B. das Manometer des Kessels stets 9 at, ist dabei der Luftdruck einmal 1,05, ein zweites Mal 0,95 at — Werte, die an ein und demselben Ort nicht ganz erreicht werden —, so spielt sich der Kreisprozeß einmal zwischen den absoluten Drucken 10,05 und 1,05 at, den zugehörigen Siedetemperaturen 179,1 und 100,5° C ab, das andere Mal zwischen 9,95 und 0,95 at entsprechend 178,7 und 97,6° C; bei gleicher Druckstufe von 9 at ist also die Temperaturstufe einmal 78,6°, das andere Mal 81,1°; ein Carnot-Prozeß hat einmal 78,6 : 452 = 0,174, das andere Mal 81,1 : 452 = 0,179 zum Wirkungsgrad. Ein niedriger Barometerstand ist also, bei vorgeschriebenem Überdruck, der Wärmeausnutzung günstig. Auch nach der Entropietafel (§ 49, 71) sind im ersten Fall 93,0, im zweiten Fall 95,0 kcal von beidemal etwa 666,2 kcal ausnutzbar. Das Beispiel nimmt Sattdampf als Ausgang an, aber bei Annahme einer bestimmten Überhitzungstemperatur in beiden Fällen bleibt das Verhältnis ähnlich (z. B. bei 250° Anfangstemperatur ausnutzbar lt. Entropiediagramm 100,9 bzw. 104,1 kcal von beidemal 705,2 kcal). An diesem Zusammenhang läßt sich experimentell nichts ändern.

Bei geschlossenem Betrieb dagegen ist man an einen bestimmten unteren Druck nicht gebunden. Man kann die Maschine bei beiden Luftdrucken doch identisch gleich betreiben, indem man einmal das Vakuum 0,85, das zweitemal 0,75 sein läßt und den Kesselüberdruck einmal auf 8,95, das zweitemal auf 9,05 at einregelt. Dann hat man beidemal zwischen den Druckgrenzen 10,0 bis 0,2 at abs gearbeitet, und die Gesamtanlage, deren Inneres ja vom Luftdruck nicht beeinflußt wird, von den Einwirkungen des Luftdruckes befreit. In dieser Weise kann man also bei Abnahmeversuchen anormale Luftdrucke und bei Serienversuchen wissenschaftlicher Art wechselnden Luftdruck experimentell eliminieren und dadurch Umrechnungen umgehen. — Wendet man diesen Kunstgriff nicht an, so bleibt ein Einfluß des wechselnden Luftdruckes bestehen, er ist aber gleichwohl geringer als früher; denn der Kondensator pflegt einigermaßen konstanten absoluten Druck zu halten, z. B. 0,2 at abs; geht daher der Kesseldruck von 10,05 auf 9,05, so haben wir im zweiten Fall ein kleineres Druckgefälle und daher eine kleinere Ausnutzbarkeit des Dampfes (bei Sattdampf: Wärmegefälle 146,5 bzw. 145,0 kcal); der Einfluß ist also diesmal auch umgekehrt wie früher, die Ausnutzbarkeit bei hohem Barometerstand höher — ein Beispiel für die große Vorsicht, die man bei allen solchen Überlegungen betreffend Einfluß der äußeren Bedingungen, von Fall zu Fall verschieden, walten lassen muß. — Bei Kühlmaschinen liegen die Verhältnisse ebenso.

Digitized by Google

Neben diesen Einflüssen thermischer Natur übt die Luftdichte noch mechanischen Einfluß auf den Schwungradwiderstand; dieser oft unterschätzte Einfluß ändert sich, wie jeder Ventilationswiderstand, einfach proportional dem Luftdruck. Wird auch die Größe des Schwungradwiderstandes oft unterschätzt, so wird man doch seine Änderungen meist vernachlässigen können.

Bei Ventilatoren wird durch die Dichte der geförderten Luft in mehrfachem Sinne Einfluß geübt (§ 142): bei abnehmender Luftdichte mindert sich die Leistungsaufnahme, das geförderte Luftgewicht und der Förderdruck (in kg/m²), es mehrt sich dagegen das geförderte Luftvolumen und die Förderhöhe (in m LS); der Barometerstand hat keinen Einfluß auf das Druckverhältnis, wohl aber die Temperatur.

Bei Gebläsen werden die Verhältnisse verschieden, je nachdem sie gegen konstanten Druck oder gegen konstante Öffnung arbeiten.

**12. Zustand der Maschine. Wirkungsgrad eines Flaschenzuges.** Bei Versuchen gewöhnlicher Art soll sich die Maschine in *normalem Zustand* befinden; dazu gehört: hinreichende, nicht übermäßige Schmierung, nicht zu große Lässigkeit, Eingelaufensein. Die Bedeutung der Einflüsse sei durch Beispiele belegt.

An einer Dampfmaschine wurde die *Schmierung* aller Teile einmal normal, ein zweites Mal übermäßig (etwa sechsmal normal) bedient. Die Versuchsergebnisse waren:

Tabelle 1. Einfluß der Schmierung.

| | Schmierölverbrauch | normal | | sechsfach | |
|---|---|---|---|---|---|
| | Gegendruck at | 0,12 | 0,20 | 0,18 | 0,21 |
| 1 | Indizierte Leistung $N_i$ . . . . . kW | 125,8 | 125,7 | 125,3 | 125,2 |
| 2 | Nutzleistung $N_e$ . . . . . kW | 112,9 | 111,4 | 114,3 | 112,9 |
| 3 | Mechanischer Wirkungsgrad $\frac{N_e}{N_i}$ . — | 0,898 | 0,886 | 0,912 | 0,902 |
| 4 | Leistungsverlust . . . . . kW | 12,9 | 14,3 | 11,0 | 12,3 |
| 5 | „ . . . . . % | 10,2 | 11,4 | 8,8 | 9,8 |

Der Einfluß des Gegendrucks beschäftigt uns hier nicht. Zwei Werte desselben sind nur angeführt, um aus der Übereinstimmung zu zeigen, daß durch Steigerung des Ölverbrauches eine immerhin merkliche Verbesserung des mechanischen Wirkungsgrades sich erzielen läßt; der Verlust an Leistung steigt um über 10% seines Betrages. — Bei Verbrennungskraftmaschinen würde bei ausgiebiger Zylinderschmierung ein weiterer Vorteil durch Verbrennung von Öl im Zylinder entstehen.

Für eine Gewährleistung des Verbrauches und namentlich des mechanischen Wirkungsgrades ist also genau genommen eine Angabe des Schmierölverbrauchs erforderlich.

Bezüglich der *Lässigkeit* durch die Kolben und Stopfbüchsen der Kolbenmaschinen, längs der Kreiselräder der Kreiselradmaschinen, sei darauf aufmerksam gemacht, daß sowohl durch strammgehende Kolbenringe, durch Schaben des Kreiselrades der Wirkungsgrad verschlechtert wird als auch durch schlappe durchlässige Kolbenringe, durch über-

Digitized by Google

weiten Spalt. Der erste Fehler wirkt auf die Aufnahme vergrößernd, der zweite auf die Lieferung vermindernd (bei Arbeitsmaschinen; bei Kraftmaschinen ist es umgekehrt).

Der Einfluß des *Einlaufens* ist von ähnlicher Größenordnung wie der des Schmierens. In Fig. 12 ist zur Darstellung gebracht, in welchem Maße ein Flaschenzug in neuem Zustande schlechtere Ergebnisse zeitigt, als in eingelaufenem.

Da sich in den späteren Kapiteln nicht Gelegenheit bietet zu besprechen, wie man den *Wirkungsgrad eines Flaschenzuges* feststellt, so sei dieser einfache Versuch gleich hier kurz besprochen. Der Flaschenzug hat eine Kette, an der die zu hebende Last $Q$kg hängt (Lastkette), und eine andere, an der die treibende Kraft angreift (Handkette).

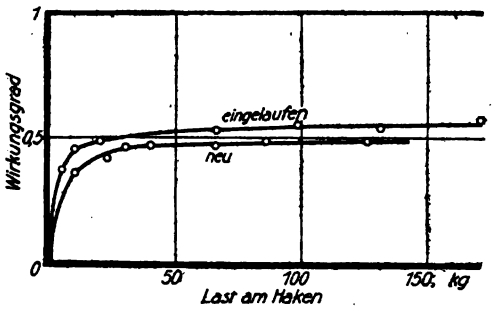


Fig. 12. Wirkungsgrad eines Flaschenzuges, neu und eingelaufen.

Wird $Q$ in irgendeiner Zeit um $s_2$ Meter gehoben, so ist die nutzbar geleistete Arbeit $N_2 = Q \cdot s_2$ mkg; bezeichne $P$kg die Kraft, die an der Handkette aufgewendet werden muß, um die Kette durchzuziehen, $s_1$ aber den Weg der Handkette, das heißt die Gesamtlänge von Kette, die durch die Hand laufen mußte, während die Last sich um $s_2$ hob, dann ist $N_1 = P \cdot s_1$ mkg die von der Hand in die Handkette in gleicher Zeit eingeführte Arbeit. Der Wirkungsgrad des Hebezeuges ist

$$\eta = \frac{Q \cdot s_2}{P \cdot s_1} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (8)$$

Nun ist $\frac{s_2}{s_1} = \varepsilon$ die *Übersetzung* des Hebezeuges; sie ist ein Kennzeichen des Hebezeuges, indem sie (wenn die Ketten nicht gleiten) mit der Belastung sich nicht verändert, sie wird auch durch Abnutzung der Lager und etwa vorhandener Zahn- oder Schneckentriebe nicht beeinflußt, höchstens durch Abnutzung der Kettennüsse und durch Änderung der wirksamen Kettengliedlänge (Abnutzung oder Längung), die doch erst nach langer Zeit zu erwarten ist. Also wird die Übersetzung zweckmäßig von vornherein festgestellt. Sie wird, so wie es definiert ist, immer ein echter Bruch sein.

Man bestimmt die Übersetzung des Hebezeuges ohne Last an der Lastkette, oder wenn das Gerät zu totem Gang neigt, mit einer beliebigen mäßigen Last, indem man den Lasthaken auf einen beliebigen Gegenstand gerade aufsitzen läßt und sich die Stellung der Handkette durch Markung eines Gliedes merkt; man hebt den Haken dann so weit, bis man gerade einen Meterstab unter ihn schieben kann. Man beobachte dabei, um toten Gang zu vermeiden, noch die Vorsicht, den Haken

Digitized by Google

erst etwas höher zu bewegen und ihn dann von oben her auf den Meterstock aufsitzen zu lassen, vorausgesetzt, daß man ihn auch das erstemal von obenher aufsitzen ließ. Man hat die Anzahl der vollen Umläufe der in sich geschlossenen Handkette gezählt und mißt nun noch die Strecke aus, um die das gemarkte Glied von seiner Anfangsstellung abweicht, mißt auch vom selben Glied an bis wieder zu ihm die ganze Länge der in sich geschlossenen Handkette, und hat durch einfache Rechnung die Übersetzung.

Nachdem man die Übersetzung kennt, muß man zu der z. B. durch die Gewährleistung vorgeschriebenen Last $Q$ die zugehörige Kraft $P$ an der Handkette bestimmen. Man hängt $Q$ an den Lasthaken und hat nun zweckmäßig einen Gewichtssatz mit kleinen leichten Haken an jedem Gewicht zur Hand. Man hängt gerade so viel Gewichte an die beim Steigen der Last niedergehende Seite der Handkette, bis die Gewichte, einmal angestoßen, die Last gerade langsam durchziehen, ohne Beschleunigung, aber auch ohne sofort stehen zu bleiben. Da ein Hebezeug nicht Präzisionsarbeit ist, so wird man bald bemerken, daß je nach den Zufälligkeiten des Getriebes an einer Stelle schon Beschleunigung stattfindet, während an anderen Stellen das Getriebe doch noch zum Stillstand kommt; man wird dann etwas von Gewichten zu- und absetzen, bis man den billigen Mittelwert mit angemessener Genauigkeit gefunden hat. Man kann die Beobachtung natürlich immer nur über die halbe Handkettenlänge erstrecken. Nun ist ohne weiteres

$$\eta = \varepsilon \cdot \frac{Q}{P} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8a)$$

Zum Heben der Last $Q$ ist also die Kraft $P$ wirklich nötig; wenn das Hebezeug verlustfrei arbeitete, so sollte theoretisch nur eine Kraft $P_{th} = \varepsilon \cdot Q$ an der Handkette aufgewendet zu werden brauchen. Von den aufgewendeten $P$kg ist also der Anteil $P - P_{th} = R$ nur aufzuwenden gewesen, um die Verluste im Hebezeug zu decken: der Reibungsverlust im Getriebe bezogen auf die Handkette, anzugeben in kg.

Das Hebezeug dürfte selbstsperrend sein; die Last sinkt dann nicht von selbst herab, wenn wir die Handkette loslassen. Wir messen noch die Kraft, die am anderen Trum der Handkette aufzuwenden ist, um die Last zum gleichmäßigen *Abwärtsgang* zu bringen, genau in eben beschriebener Weise. Man ermittelt dabei eine Kraft $P'$, die zweckmäßig als negativ einzuführen ist, weil sie am anderen Trum, also in entgegengesetzter Richtung angriff. — Am verlustlosen Flaschenzug — der dann allerdings nicht selbst sperrte — hätte man nicht nur nicht $P'$ am anderen Trum aufzuwenden brauchen, sondern hätte sogar noch am ersten Trum gegenhalten müssen, und zwar im Beharrungszustand wieder mit der Kraft $P_{th} = \varepsilon \cdot Q$; so lästig und für den Arm ermüdend das wäre, so bedeutet das Gegenhalten doch im theoretischen Sinne einen Gewinn: es würde die beim Sinken der Last freiwerdende Arbeit in den Arm eingeführt werden, der nur leider für rationelle Arbeitsaufnahme nicht geeignet ist. Also wird diesmal durch die Reibung im Getriebe außer der theoretisch verfügbaren Kraft $P_{th}$ auch noch

Digitized by Google

die wirklich aufgewendete Kraft $P'$ vernichtet, im ganzen ist der Reibungsverlust (der aber, soweit er Selbstsperrung bewirkt, erwünscht und absichtlich herbeigeführt, also nur im wissenschaftlichen Sinne ein Verlust ist) $R' = P' + P_{ü}$; hierin soll $P_{ü}$ dem absoluten Wert nach eingeführt sein. — Die Berechnung eines Wirkungsgrades im Abwärtsgang hat wenig Sinn; man erhält bei selbstsperrenden Hebezeugen eine negative Zahl, größer oder kleiner als eins, was korrekt, aber nicht greifbar ist.

Eine vollständige Versuchsreihe am Hebezeug nimmt man auf, indem man der Reihe nach verschiedene Lasten an den Haken bringt und jedesmal die Beobachtungen im Heben und im Senken macht.

Bei der Variation der Versuche vergesse man namentlich nicht die *Grenzfälle*. Als solcher kommt hier die Last $Q = 0$ in Frage. Man stelle also die Kräfte $P$ und $P'$ auch fest, wenn keine Last am Haken ist. Man erhält für beide Fälle endliche Kräfte, die zur Überwindung der Reibungswiderstände dienen. Der Wirkungsgrad im Heben wird natürlich Null.

Tabelle 2. Untersuchung eines Handhebezeuges für 300 kg.

Tag der Untersuchung: 12. November 1909.
Raumtemperatur 16° C.
Übersetzung von der Handkette zur Last: $\varepsilon = 1 : 12{,}4 = 0{,}0805$.
Übersetzung von der Handkette zur Katzenfahrt: $\varepsilon' = 1 : 2{,}25 = 0{,}445$.
Gewicht der Katze mit Ketten und Haken: $K = 49$ kg.

| | $Q$ = Last am Lasthaken | kg | 0 | 10 | 20 | 50 | 100 | 200 | 300 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | A. Hubbewegung: | | | | | | | | |
| 1 | Im Heben: $P$ = Kraft an der Handkette, gemessen . . . . . | kg | 0,7 | 2,15 | 3,15 | 7,5 | 14,0 | 30 | 45 |
| 2 | $\eta = \frac{\varepsilon \cdot Q}{P}$ = Wirkungsgrad | — | 0 | 0,37 | 0,51 | 0,55 | 0,57 | 0,55 | 0,55 |
| 3 | $R = P - \varepsilon \cdot Q$ = Reibungsverlust, bezogen auf die Handkette . . | kg | 0,7 | 1,35 | 1,54 | 3,5 | 6,0 | 14 | 21 |
| 4 | Im Senken: $-P'$ = Kraft an der Handkette, gemessen . . . . . | kg | 0,5 | 1,2 | 1,6 | 2,8 | 3,0 | 5,5 | 8,0 |
| 5 | $R' = P' + \varepsilon Q$ = Reibungsverlust, bezogen auf die Handkette . . | kg | 0,5 | 2,0 | 3,2 | 6,8 | 11,0 | 22 | 32 |
| 6 | $R'' = R' - R$ = Reibung in der Rückdruckbremse, bezogen auf die Handkette . . . . . | kg | −0,2 | 0,7 | 1,7 | 3,3 | 5,0 | 8 | 11 |
| | B. Fahrbewegung. | | | | | | | | |
| 7 | $Q + K$ = Verschobene Last | kg | 49 | 59 | 69 | 99 | 149 | 249 | 349 |
| | $P_0$ = Kraft an der Handkette, gemessen | | | | | | | | |
| 8 | nach rechts . . . . . | kg | 1,5 | 1,7 | 1,8 | 2,6 | 4,0 | 6,5 | 8,0 |
| 9 | nach links . . . . . | kg | 2,0 | 2,4 | 2,5 | 2,8 | 4,0 | 6,5 | 8,0 |
| 10 | Mittelwert . . . . . | kg | 1,75 | 2,05 | 2,15 | 2,7 | 4,0 | 6,5 | 8,0 |
| 11 | $\varrho = \frac{P_0}{\varepsilon' \cdot (Q + K)}$ = Reibungsziffer im Fahren . . . | — | 0,080 | 0,078 | 0,070 | 0,061 | 0,060 | 0,059 | 0,052 |

Digitized by Google

Die Versuchsreihe Tab. 2 ist nun ohne weitere Erläuterungen verständlich. Das Ergebnis ist in Fig. 13 dargestellt. Wir beachten: die Wirkungskurve hat die nach § 5 charakteristische Gestalt. Der Wirkungsgrad hat für einen weiten Bereich den Wert $\eta \sim 0{,}55$. Die Theorie lehrt, daß selbstsperrende Hebezeuge $\eta \leqq 0{,}5$ haben. Unser Hebezeug ist also künstlich (durch Rückdruckbremse) selbstsperrend gemacht. Daraus erklärt es sich auch, daß der Reibungsverlust im Senken viel — um die Reibung $R''$ des Rückdruckes — größer ist als im Heben.

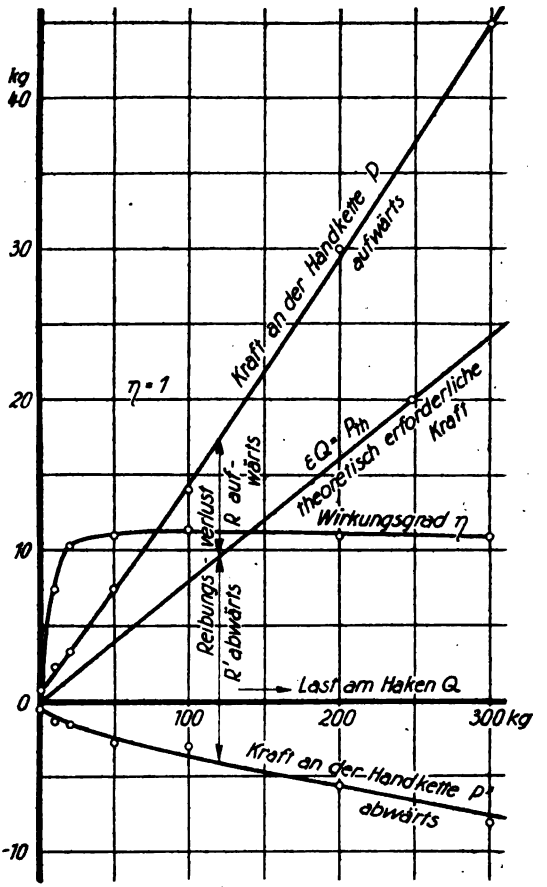



Fig. 13. Kräfte und Wirkungsgrad am Flaschenzug.

Die letzten Zeilen von Tabelle 2 sowie Fig. 14 beziehen sich auf die *Fahrbewegung der Katze*, die auch durch Handkette und Zahntrieb erfolgte. Die Übersetzung $\varepsilon'$ von der Handketten- zur Katzengeschwindigkeit wird ähnlich ermittelt wie für $\varepsilon$ besprochen. Die Kraft $P_0$ an der Handkette wird als Mittelwert aus Rechts- und Linksbewegung gefunden, um mangelhafte Auswägung der Fahrbahn zu eliminieren. Es ergibt sich dann eine theoretische Kraft $P_0/\varepsilon'$, die an der Katze wagerecht angreifen muß, um die Last $Q + K$ zu verfahren. Denn für das Verschieben wird das Eigengewicht $K$ der Katze mit in Betracht zu ziehen sein. Ist zum Verschieben der Last $Q + K$ auf wagerechter Unterlage eine wagerechte Kraft $P_0/\varepsilon'$ nötig, so pflegt man den Quotienten $\dfrac{P_0}{\varepsilon' \cdot (Q + K)} = \varrho$ als die Reibungsziffer zu bezeichnen. Die hier zu berechnende Reibungsziffer ist allerdings ein stark komplexer Begriff, weil neben den Widerständen der eigentlichen Fahrbewegung (Lager- und Rollenreibung) noch die Verluste in dem die Übersetzung $\varepsilon'$ ergebenden Getriebe in ihm enthalten sind. Zur Vereinzelung der Verluste könnte man die Kraft zum Verschieben direkt an der Katze angreifen lassen. Immerhin geben auch

Digitized by Google

solche komplexen und im wissenschaftlichen Sinne unreinen Zahlenangaben oft wertvolle Fingerzeige für den Bau ähnlich gebauter Modelle anderer Größe.

Die Bildung der Reibungsziffer als eines Quotienten hatte nämlich den Zweck, auf eine unbenannte, *dimensionslose Zahl* zu kommen, die als solche *von der Größe der Maschine und von der Belastung grundsätzlich unabhängig* ist und daher die Wirkung gewisser sekundärer Einflüsse erkennen läßt. Zu ähnlichem Zweck bildet man die Wirkungsgrade. Vgl. später § 56, 138.

**13. Gleichzeitige Erfüllung der Zusagen.** In den meisten Fällen wird nicht nur eine Angabe in der Gewährleistung gemacht. Dann ist von Fall zu Fall zu entscheiden, in welchem Verhältnis die einzelnen Angaben zueinander stehen. Sie können einander erläutern oder können einander bedingen, so wie eben besprochen. Ist beides nicht der Fall, so handelt es sich also um eine Reihe einzeln gegebener Zusagen, und es bleibt zu entscheiden, ob und wieweit dieselben gleichzeitig erfüllt werden müssen. Hier ist allgemein auf gleichzeitige Erfüllung aller Zusagen zu halten.

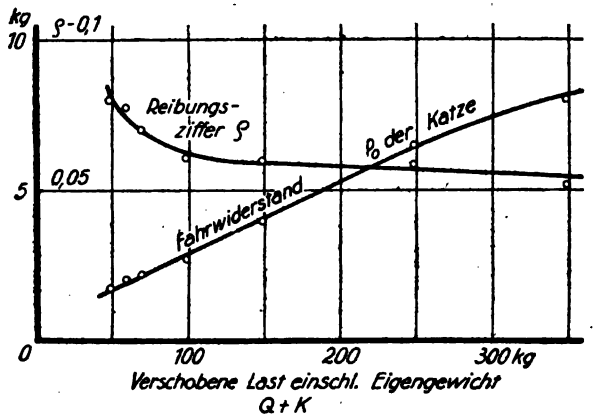



Fig. 14. Widerstand beim Verfahren einer Laufkatze.

So möge für einen Dampfkessel bei 22 kg/m² Heizflächenbelastung ein Wirkungsgrad von 70% und außerdem eine Höchstleistung von 30 kg/m² zugesagt sein. Nachdem bei den Vorversuchen der Lieferer gemerkt hat, daß er den Wirkungsgrad nicht gut erreicht, verkleinert er in bekannter Weise die Rostfläche des Planrostes durch Bedecken mit Ziegeln so weit, daß er noch 22 kg/m² gut erreicht; der Wirkungsgrad wird im allgemeinen dadurch günstiger werden, und die Zusage wird erfüllt. Um dann die andere Zusage von 30 kg/m² Höchstbelastung zu erfüllen, müßte er den Kessel außer Betrieb setzen und die Vermauerung beseitigen. — Solch Verfahren wäre bei einem gewöhnlichen Planrost unzulässig; der Abnehmer kann verlangen, daß die Zusagen gleichzeitig erfüllt werden und nicht nur zur Zeit entweder die eine oder die andere.

Wesentlich für diese Beurteilung ist, daß der Übergang von einem Garantiezustand zu einem anderen nicht ohne Anhalten möglich ist; man müßte das Feuer entfernen, um die Steine einzubauen, vermutlich auch, um sie wieder auszubauen. Wenn dagegen eine Rostbauart geliefert ist, deren wirksame Fläche im Betriebe verändert werden

Digitized by Google

kann und soll, dann darf und muß die Benutzung dieser Einrichtung dem Lieferer gestattet werden.

Diese Auffassung wird nicht auf Widerspruch stoßen; schwieriger ist die Auslegung, wenn die Kesselanlage außer mit veränderlichem Rost noch mit einer selbsttätigen Zugregelung versehen wäre, wie solche auch bei Hochdruckdampfkesseln vorkommt. Sie hat den Zweck, den Kesselbetrieb von der speziellen Aufsicht des Heizers zu befreien, so daß er für eine gewisse Zeit sich selbst überlassen werden kann und daß der Heizer daher eine größere Zahl von Kesseln beaufsichtigen kann, weil die Aufsicht nur eine generelle zu sein braucht. Diese Absicht wird voll nur dann erreicht, wenn der Kessel mit voller Rostfläche betrieben wird; sonst könnte es kommen, daß der Rost gerade verkleinert ist, nun die Dampfentnahme steigt, der selbsttätige Zugregler aber trotz voller Öffnung des Rauchschiebers die nötige Kohlenmenge auf dem kleinen Rost nicht verbrennen kann. Bei selbsttätiger Regelung würde also die gleichzeitige Erfüllung der Zusagen nicht gegeben sein, wenn man die Rostverkleinerung beim Nachweis des Wirkungsgrades zuläßt, und man hätte nur die Wahl zwischen der Einstellung auf guten Wirkungsgrad oder der auf hohe Leistung.

Ob hieraus der Schluß berechtigt ist, die beiden Garantien seien abzuleisten, ohne daß der Rost inzwischen verstellt werden darf, bleibe offen. Es ist nämlich andererseits darauf hinzuweisen, daß die Vereinigung des veränderlichen Rostes mit dem selbsttätigen Zugregler nach dem Gesagten überhaupt nur Sinn hat in Anlagen, in denen die Höchstleistung nur zu gewissen Zeiten zu erwarten ist.

Dieser Gesichtspunkt sollte stets in Betracht gezogen werden, nämlich, ob denn nach der Art des Betriebes jede der Garantien zu jeder Zeit verlangt werden muß.

Ein weiteres Beispiel für die Gleichzeitigkeit der Zusagen ist in § 54 besprochen: Dort wird die Frage erörtert, ob von mehreren, mit der Hand zu betätigenden Düsen einer Dampfturbine eine verschlossen werden darf, wenn dadurch bei mäßigen Belastungen ein besserer Dampfverbrauch erzielt wird. Im allgemeinen wird diese Handverstellung nicht zuzulassen sein, weil in jenem wirtschaftlich günstigeren Zustand die Turbine versagt, wenn die Belastung unerwartet steigt. Erleichternd — im Vergleich zum Abdecken des Rostes mit Steinen — ist es, daß man die Turbine wenigstens nicht erst anzuhalten braucht, um von der guten Wirtschaftlichkeit zur Höchstleistung überzugehen.

Entgegengesetzt zu beurteilen ist die Benutzung der Handverstellung bei der Niederdruckfüllung einer Verbundmaschine (§ 74). Auch hier paßt man sich durch Bedienen derselben dem jeweiligen Leistungsbedarf an, indem man immer die für die augenblickliche Leistung wirtschaftlich günstigste Niederdruckfüllung einstellt. Aber hier wird durch die Füllungsveränderung die erzielbare Höchstleistung nicht oder doch nicht wesentlich beeinflußt und daher kann man sich der Verstellung unbedenklich bedienen.

Eine besondere Beurteilung erfordert der Fall, wo nur ein Dampfverbrauch bei einer bestimmten Leistung garantiert, von einer Höchst-



Digitized by Google

leistung aber keine Rede ist. Bei der Dampfturbine mit Handstellung der Düsen kann man ganz unbedenklich die Einstellung der Düsen so zulassen, wie der Lieferer es für gut hält; daß die Turbine nach weiterer Öffnung der Düse eine höhere Leistung geben kann, ist eine gute Eigenschaft über die Zusage hinaus. Beim Kessel dagegen kommt man hinsichtlich der Zulässigkeit der Rostverkleinerung zu einem anderen Ergebnis, weil meist im Angebot die vorhandene Rostfläche angegeben ist. Die Zusage will dann also den zugesagten Verbrauch mit dieser Rostfläche schaffen; das Recht und die Möglichkeit, durch Verkleinerung der Rostfläche eine weitere Verbesserung des Verbrauches — unter den zugesagten herunter — zu erreichen, wenn dauernd nur eine kleine Leistung verlangt wird, darf dem Abnehmer nicht dadurch verkümmert werden, daß man diese Maßregel schon anwendet, um auf den zugesagten Dampfverbrauch zu kommen. So wenigstens wird man über die Vermauerung des gewöhnlichen Planrostes urteilen.

**14. Ausgleich von Zusagen gegeneinander.** Bei einheitlicher Lieferung eines Maschinensatzes für einen bestimmten Zweck werden oft die Gewährleistungen einzeln für jede Teilmaschine angegeben. Solche Garantie pflegt nämlich für jede Maschine einzeln von verschiedenen Stellen abgegeben zu sein, entweder von Unterlieferanten an den Gesamtlieferer oder aber von den einzelnen Abteilungen einer größeren Fabrik an die Angebotsabteilung. Meist ist sie nicht zu einer Gesamtgarantie verarbeitet.

Man pflegt dann grundsätzlich dem Lieferer zuzubilligen, daß die Ergebnisse für die einzelnen Teile gegeneinander ausgeglichen werden, dergestalt, daß nicht Teile des Satzes wegen Minderergebnissen zurückgewiesen werden können, solange der Satz im ganzen das leistet, was zugesagt wurde.) Es mögen für Teile $A$ und $B$ eines Satzes Wirkungsgrade von 0,70 und 0,50 angegeben sein, was also einem Gesamtwirkungsgrad $0{,}70 \times 0{,}50 = 0{,}35$ entspricht. Bei der Abnahme wird für den Teil $A$ nur der Wirkungsgrad 0,65 gemessen — der Spielraum, der 5% von $0{,}70 = 0{,}035$ ausmacht und ein Meßresultat $\geqq 0{,}665$ bedingt, ist also unterschritten. Aber der Teil $B$ hat statt 0,50 einen Wirkungsgrad 0,55 aufgewiesen, das ist 10% besser als zugesagt; der Gesamtwirkungsgrad von $0{,}65 \times 0{,}55 = 0{,}357$ ist also sogar etwas günstiger, als zugesagt worden war.

Bei so beschaffenen Verhältnissen spricht man nun üblicherweise nicht dem Abnehmer das Recht zu, den Teil $A$ der Lieferung zurückzuweisen, weil für ihn die Zusage nicht erfüllt sei. Noch weniger kann er die Gesamtlieferung zurückweisen, weil ein Teil den Bedingungen nicht entspricht. Das Minderergebnis des einen wird gegen das Mehrergebnis des anderen Teiles um so mehr auszugleichen sein, als ja das Gesamtergebnis in diesem Fall besser ist als zugesagt; aber auch den Spielraum von 5% läßt man dem Gesamtergebnis ohne Bedenken zugute kommen.

Das ist allerdings einwandfrei nur bei reinen Satzlieferungen möglich, wo jeder Teil nur für den folgenden arbeitet. Zweifel entstehen beispielsweise bei einer Schlachthof-Kühlanlage, wo der Dampfkessel

Digitized by Google

außer dem Kühlmaschinenbetrieb noch Dampf zur Warmwassererzeugung abgibt. Hat hier der Kessel besseren, die Maschine schlechteren Wirkungsgrad als zugesagt, so jedoch, daß das Produkt gegen das Produkt der Zusagen innerhalb des Spielraumes bleibt, so kann man unbedenklich die Zusage als erfüllt ansehen; denn dem Abnehmer wird dann die Gesamtzusage in bezug auf die Kälteerzeugung gehalten, in bezug auf die Wärmeversorgung aber fährt er günstiger als zugesagt, und insgesamt bleibt zweifellos ein Plus. Wenn aber das gemessene Produkt ein wenig hinter dem zulässigen bleibt, dabei die Maschine wesentlich besser als verlangt arbeitet, so läßt sich zwar vermuten, daß das Manko der Maschinenanlage reichlich ausgeglichen ist durch Ersparnisse im Wärmebetrieb; aber es fehlt an objektiven Kennzeichen. Es kommt auf das Verhältnis der Dampfentnahmen für Maschinen- und für Wärmebetrieb an. Hier wird man einen Ausgleich der Zusagen gegeneinander in billigen Grenzen eintreten zu lassen geneigt, über die Grenzen selbst aber leicht im Zweifel sein.

Ebenso pflegt man in gewissen Grenzen einen Ausgleich der verschiedenen Zusagen für eine Maschine eintreten zu lassen. Bei Ölmaschinen wird oft der Verbrauch an Treiböl und an Zündöl, vielleicht auch der an Schmieröl in der Garantie benannt; man sieht die Zusage als erfüllt an, wenn die Gesamtkosten der Pferdekraftstunden innerhalb der Toleranz bleiben gegenüber der Zusage, man berücksichtigt also im Ausgleich den Preis der einzelnen Ölsorten. Wenn eine Maschine bei voller und bei Dreiviertellast reichlich günstiger arbeitet als zugesagt, bei halber Last aber den Spielraum überschreitet, dann gilt die Zusage insgesamt als erfüllt. Freilich kann das unbillig für den Abnehmer sein, wenn nämlich die Maschine fast dauernd mit halber Last arbeitet und selten oder nie auf die höheren Belastungen kommt; dann hätte eben der Abnehmer vorher auf die besondere Wichtigkeit aufmerksam machen müssen, die die halbe Last für ihn hat; wußte er das selbst noch nicht, so ist das sein Nachteil. — Auch hier sind die Grenzen der Billigkeit nicht immer gut zu finden.

Selbst beim richtigen Maschinensatz macht der Ausgleich Schwierigkeiten, wenn die Einzelzusagen schlecht zueinander passen. Und überdies muß man sorgsam zusehen, ob der Ausgleich überhaupt billig ist. Das erläutere das Beispiel vom *städtischen Wasserpumpwerk mit Ölmaschinenantrieb*. Es sind dafür gegeben folgende

Zusagen:

Pumpe: 35 l/sek auf 50 m Förderhöhe zu heben, gesamter Wirkungsgrad 76%. — Man kann hieraus berechnen:

$$\text{die Nutzleistung } \frac{35 \cdot 50}{75} = 23{,}3 \text{ PS}$$

$$\text{die Leistungsaufnahme } 23{,}3 : 0{,}76 = 30{,}7 \text{ PS.}$$

Transmission: Kraftbedarf 4 PS.

Ölmaschine: 200 g Öl von 10 000 kcal/kg bei 35 PS Nutzleistung.

Dem stehen gegenüber — ob sie schwierig so genau zu erzielen sind, tut nichts zur Sache — folgende



Digitized by Google

Versuchsergebnisse:

Pumpe fördert 34,7 l/sek, die Druckhöhe stellt sich auf 47,2 m ein, Nutzleistung 21,8 PS, das ist — 6,4% gegen die Zusage. — Antriebsleistung 28,3 PS, das ist — 7,8% gegen die Zusage. Wirkungsgrad 21,8 : 28,3 = 0,77.

Transmissionsverluste 3,2 PS. Also Nutzleistung der Ölmaschine 28,3 + 3,2 = 31,5 PS.

Ölmaschine: Ölaufnahme (bei 31,5 PS) 7,10 kg/st, Verbrauch 0,225 kg/$PS_e$ · st, das ist + 12,5% gegen die Zusage.

Zur Erörterung steht die Frage, ob die Anlage, die sonst einwandfrei ist, abgenommen werden muß oder ob nicht.

Es kommt nun vor, daß ein sachunkundiger Abnehmer sich beschwert fühlt, weil der Ölmotor nur 31,5 PS statt 35 PS „leistete"; das ist natürlich unsachlich; man muß sagen: die Anlage braucht nur 31,5 statt 35 PS, und das ist für den Abnehmer vorteilhaft.

Man rechnet sich folgenden Vergleich aus: Die Zusage lautet auf 30,7 PS Arbeitsaufnahme der Pumpe; dazu gezählt 4 PS Transmissionsverluste, lautet die Zusage auf 34,7 PS Nutzleistung des Ölmotors. Also:

Zulässige Ölaufnahme $34{,}7 \times 0{,}200 = 6{,}94$ kg/st
Gemessene Ölaufnahme $31{,}5 \times 0{,}225 = 7{,}10$ kg/st
Mehraufnahme $+ 0{,}16$ kg/st = 2,3% der zulässigen Aufnahme.

Die Gesamtaufnahme scheint sich also innerhalb des Spielraumes zu halten, und man möchte geneigt sein, die Abnahme auszusprechen: man gleicht dann den erheblich zu hohen Ölverbrauch der Ölmaschine gegen die besseren Zahlen der Pumpe und Transmission aus.

Dagegen läßt sich aber folgendes einwenden:

Zunächst werden 34,7 l/sek statt 35,0 l/sek gefördert; um also den Tagesbedarf zu fördern, muß die Pumpe länger laufen. Das ist kein billiger Vergleich, man muß entsprechend proportional umrechnen. Überdies würde bei der höheren Förderung der Gegendruck steigen. Im Stillstand hat man die statische Förderhöhe (§ 115) zu 42,0 m gemessen; die hydraulische von 47,2 — 42,0 = 5,2 m erhöht sich auf $5{,}2 \cdot \frac{35{,}0^2}{34{,}7^2} = 5{,}3$ m, die gesamte auf 47,3 m; bei richtiger Förderung wäre die Nutzleistung $\frac{35{,}0 \cdot 47{,}3}{75} = 22{,}1$ PS gewesen, die Antriebleistung 22,1 : 0,77 = 28,7 PS.

Die Transmissionsverluste würden sich proportional der Drehzahl, also (Kolbenpumpe vorausgesetzt) proportional der Wassermenge, also unmerklich wenig geändert haben, die Nutzleistung der Ölmaschine wäre 28,7 + 3,2 = 31,9 PS geworden. Der Ölverbrauch verändert sich kaum mit der Last, die Aufnahme würde also bei richtiger Fördermenge:

Gemessene Ölaufnahme umgerechnet auf 35 l/sek Fördermenge $31{,}9 \times 0{,}225 = 7{,}18$ kg/st
Mehraufnahme $+ 0{,}24$ kg/st = + 3,5% der zulässigen.

Digitized by Google

Auch so bleibt man reichlich innerhalb des Spielraums. — Aber weiter erhebt sich der Zweifel: darf man denn die Vorteile der geringeren Förderhöhe gegen den höheren Ölverbrauch der Ölmaschine ausgleichen?

Das Pumpwerk verlangt zwar tatsächlich nur 3,5% mehr Öl, als man etwa einer Wirtschaftlichkeitsrechnung auf Grund der Garantie wird zugrunde gelegt haben. Aber an diesem Ergebnis ist zum Teil schuld die Tatsache, daß sich die der Wasserförderung von 35 l zugeordnete Druckhöhe zu nur 47,3 m ergeben hat, während man auf 50 m gerechnet hatte. Für 50 m Förderhöhe aber ist auf folgende Zahlen zu rechnen: Nutzleistung der Pumpe $\frac{35{,}0 \cdot 50}{75} = 23{,}3$ PS, Wirkungsgrad gemessen 0,77; Kraftbedarf der Pumpe $23{,}3 : 0{,}77 = 30{,}3$ PS. Transmissionsverluste gemessen 3,2 PS, Leistung der Ölmaschine $30{,}3 + 3{,}2 = 33{,}5$ PS. Also wird

Gemessene Ölaufnahme umgerechnet auf 35 l/sek Fördermenge und 50 m Förderhöhe $33{,}5 \times 0{,}225 = 7{,}54$ kg/st

Mehraufnahme $+ 0{,}60$ kg/st $= + 8{,}7\%$ der zulässigen Aufnahme.

Nach dieser Art der Umrechnung ist wegen des Mehrverbrauches der Ölmaschine der Spielraum weit überschritten, so daß man vom Käufer die Abnahme rechtlich nicht verlangen kann. Es kommt also bei dieser Lage der Dinge tatsächlich auf die Entscheidung an, welche Art der Rechnung richtig ist: ob man die Minderförderhöhe von 2,7 m, die sich gegen die Annahme eingestellt hat, gegen den Ölmehrverbrauch ausgleichen soll oder nicht.

Die allgemeine Regel ist, daß ein Ausgleich nur zwischen Teilen der Lieferung stattfinden kann, und nur insoweit, als nicht der Ausgleich die Interessen des Abnehmers schädigt. Die Förderhöhe, die sich bei bestimmter geförderter Wassermenge einstellt, ist eine Funktion der Rohrleitung, in die die Pumpe fördert. Es kommt also zunächst darauf an, ob die Rohrleitung mit zur Lieferung gehörte.

Setzen wir zunächst den Fall, die Rohrleitung und der Hochbehälter, in den sie das Wasser fördert, sei vorhanden gewesen oder von dritter Seite planmäßig angeliefert worden. Dann war die angegebene Druckhöhe von 50 m die äußere Bedingung, für die die Pumpanlage (der Maschinensatz) bestellt war, und bei der ein Ölverbrauch von 200 g/PS·st für den Motor zugesagt war. Der Abnehmer kann erwarten, daß, wenn die äußere Bedingung etwas leichter ausfällt, die Aufnahme entsprechend zurückgeht, der Verbrauch erhalten bleibt. Nach Analogie der Normen für Dampfmaschinen kann er verlangen, die Zusage müsse innerhalb des Spielraumes von 5% erfüllt sein, wenn die äußere Bedingung innerhalb $\pm$ 7,5% vom Sollwert gehalten worden ist (§ 9, Fig. 8 und 9).

Dies nachzuprüfen erleichtert Tabelle 3, in der die Rechnungsergebnisse zusammengetragen sind. Die wirkliche Messung des Ölver-

Digitized by Google

Tabelle 3. Versuchsergebnisse an einem Wasserpumpwerk mit Ölbetrieb.

| | | Sollwert | Istwert | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | I. Gemessen | Gegen Soll | II. Bezogen auf 85 l | Gegen Soll | III. Bezogen auf 351,50m | Gegen Soll |
| 1 | Wassermenge . . . . . l/sek | 35 | 34,7 | — | 35 | — | 35 | — |
| 2 | Förderhöhe . . . . . m | 50 | 47,2 | — | 47,3 | — | 50 | — |
| 3 | Nutzleistung der Pumpe . . PS | 23,3 | 21,8 | —6,4% | 22,1 | —5,2% | 23,3 | — |
| 4 | Wirkungsgrad . . . . . % | 76 | 77 | — | 77 | — | 77 | — |
| 5 | Leistungsaufnahme der Pumpe PS | 30,7 | 28,3 | —7,8% | 28,7 | —6,5% | 30,3 | —1,3% |
| 6 | Transmissionsverlust . . . . „ | 4 | 3,2 | — | 3,2 | — | 3,2 | — |
| 7 | Nutzleistung der Ölmaschine „ | 34,7 | 31,5 | —9,2% | 31,9 | —8,1% | 33,5 | —3,5% |
| 8 | Ölverbrauch derselben kg/PS·st | 0,20 | 0,225 | +12,5% | 0,225 | +12,5% | 0,225 | +12,5% |
| 9 | Ölaufnahme derselben . . kg/st | 6,94 | 7,10 | + 2,3% | 7,18 | + 3,5% | 7,54 | + 8,7% |

brauches ist danach erfolgt in einem Zustand, wo der Maschinensatz eine — 6,4% kleinere Leistung hatte. Der Zustand wich also nicht mehr als 7,5% vom Sollwert ab; der Ölverbrauch von 0,20 kg/PS · st war also innezuhalten; er ist um 12,5% überschritten. Gleichen wir die zu hohe Verbrauchszahl gegen die günstigeren Zahlen für den Wirkungsgrad der Pumpe und für den Transmissionsverlust aus, so gilt Spalte III; die Ölaufnahme bleibt + 8,7% ungünstiger, als der Zusage entspricht, die Abnahme der Pumpe braucht nicht ausgesprochen zu werden.

Wenn im anderen Fall Rohrleitung und Hochbehälter mit der Pumpanlage eine einheitliche Lieferung bildet, so steht grundsätzlich nichts im Wege, auch die Vorteile in der Förderhöhe der Gesamtlieferung zugute kommen zu lassen. Spalte II ist dann maßgebend, nach der die aufzuwendende Ölmenge die nach der Zusage zu erwartende um 3,5% überschreitet, der Spielraum also den Lieferer schützt. Immerhin kann es verschiedene Ursachen haben, wenn die Förderhöhe um 2,7 m kleiner ausgefallen ist, als angesetzt war. Hatte man den Wasserturm 2,7 m tiefer gesetzt, als erst geplant, so hat das Verbrauchsnetz dadurch geringeren Druck und geringere Leistungsfähigkeit erhalten. Der Unternehmer hat vielleicht ohnehin schon an Kosten für den Wasserturm gespart; es wäre zu weit gehende Milde, sollte er nun noch den Vorteil genießen, seine eigene Minderleistung — auch wenn sie mit Genehmigung erfolgt wäre — gegen den Mehrverbrauch aufzurechnen. Hatte dagegen der Hochbehälter seine Lage behalten und rührt der Minderbetrag an Förderhöhe von kleinerem hydraulischen Widerstand der Rohrleitungen — Saug- und Druckleitung — her, so ist die Leitung eben reichlicher bemessen, als der Verpflichtung entsprach; mag das nun in einer Aufrundung auf Handelsmaß oder in reichlicher Berechnung seine Ursache haben, jedenfalls wird man diesen Vorteil dem Lieferer gutzubringen haben. Die Lieferung schneidet dann nur um 3,5% ungünstiger ab als zugesagt. Endlich könnte die kleinere Förderhöhe davon kommen, daß der Wasserstand im Brunnen weniger weit absinkt, als angenommen war; das mag an reichlicher Bemessung der Filterflächen oder an geringerer Absenkung des Grund-

Digitized by Google

wassers liegen. Es soll darauf verzichtet werden, auch hier alle denkbaren Fälle zu diskutieren. Nur sei noch erwähnt, daß man ein Gutbringen des Vorteiles reichlicher Filterfläche nicht deshalb verweigern darf, weil die Filterfläche bald versanden wird; denn allgemein verlangt man die zugesagten Zahlen nur bei neuer bzw. eben eingelaufener Anlage.

**15. Einzelzusagen und Gesamtzusage bei Maschinensätzen.** Merkliche Schwierigkeiten werden auch oft durch *schlechtes Zusammenpassen der Zusagen* veranlaßt, die, wie erwähnt, meist aus verschiedenen Büros einzeln angegeben werden. So ist die Gewähr für die Ölmaschine soeben für 35 PS Leistung angegeben; in der Gesamtanlage, so wie sie einheitlich hergestellt ist, fiel dem Motor aber nur eine Leistung von 31,5 bzw. 31,9 PS zu, das ist 9,2 bzw. 8,1% weniger als vorausgesetzt. Die Abweichung von der Voraussetzung soll nach den Normen höchstens $\pm$ 7,5% betragen. Gilt nun die Gewährleistung gar nicht? Soll man das Wasser etwas drosseln, um künstlich die vorausgesetzte Belastung herzustellen, die doch den praktischen Verhältnissen nicht entspricht?

Oder wenn Dampfkessel, Leitung, Dampfturbine und Dynamo von einer Firma projektiert und geliefert worden sind, so mögen die Zusagen lauten:

Dampfkessel: 45,1 m² Heizfläche; 70% Wirkungsgrad bei 22 kg/m² Beanspruchung, 12 at Überdruck und 300° C Temperatur; Zug 15 mm.

Dampfmaschine: 12,7 kg/kW$_i$ · st Dampfverbrauch bei 75 kW indizierter Leistung = 66 kW Nutzleistung, 11,5 at Betriebsdruck und 270° C Dampftemperatur; Drehzahl 120/min.

Dynamomaschine: Wirkungsgrad 88% bei Vollast (60 kW), 87% bei $^3/_4$ Last, 84% bei $^1/_2$ Last; Spannung 220 Volt Gleichstrom.

Hier sollte nun der Dampfkessel bei 22 × 45,1 = 992 kg/st Dampferzeugung untersucht werden, jedenfalls bei höchstens 7,5% weniger, nicht unter 918 kg Dampferzeugung. Für die Maschine ist 12,7 × 75 = 950 kg Dampfaufnahme zugesagt; ermittelt sich der Verbrauch der Maschine günstiger, so kommt man auf Zahlen unterhalb der für den Dampfkessel einzuhaltenden. Wollte man die Maschinenbelastung etwas höher als 75 kW wählen, so kommt man mit der Dynamomaschine in Schwierigkeiten: deren Garantie gilt bei 60 kW elektrischer Leistung = 60 : 0,88 = 68 kW Leistungsbedarf. Man hat eben jeden Teil reichlicher als diejenigen gewählt, die er antreibt. Ein Zustand, der allen drei Teilen innerhalb der $\pm$ 7,5% gerecht wird, ist vielleicht gar nicht mehr zu finden, jedenfalls aber behält man weniger Spielraum, als man bei der Ausführung des Versuches braucht. Auch weist die Zusage eine Lücke auf, weil der Verlust in der Dampfleitung nicht angegeben ist.

Solche unreinen Angaben machen bei der Versuchsausführung und bei dem Bestreben, ungünstige Ergebnisse eines Teils gegen günstigere der anderen billig auszugleichen, viel Not; für den Ausgleich fehlt die sichere Basis. Man sollte das vermeiden und alle Gewährleistungen für Gesamtlieferungen nicht an Bedingungen knüpfen, die nachher nicht eintreffen. In bezug auf die Ausgleichung der Ergebnisse ließe sich wohl die Ansicht vertreten, ein Ausgleich habe nicht stattzufinden, wo derartige Unsicherheiten vorliegen; denn wer auf die Vorteile der

Digitized by Google

Ausgleichung Anspruch machen will, kann sich auch der Mühe unterziehen, die Ergebnisse der Ausgleichung vorher zu ermitteln und in Gestalt einer Gesamtgarantie anzugeben. Für die elektrische Anlage hätte diese zu lauten: Bei 60 kW elektrischer Leistung werden nicht mehr als 150 kg/st Kohlen von 7000 kcal/kg Heizwert gebraucht werden; die Zwischenwerte werden dabei zur Orientierung zweckmäßig anzugeben sein. Oder aber es möge für den Kessel der Wirkungsgrad 70% nicht an die Beanspruchung 22 kg/m² gebunden werden, sondern er werde zugesagt: bei der Dynamobelastung von 60 kW.

**16. Zusammenfassendes über den Begriff der Wirtschaftlichkeit.** Wir ziehen aus den letzten Paragraphen und aus allen im folgenden besprochenen Versuchsergebnissen die folgenden Lehren.

Die Wirtschaftlichkeit einer Maschine ist kein eindeutiger Begriff. Einerseits widerspricht große Sparsamkeit im Verbrauch oft der Forderung, hohe Leistung aus kleinen Aggregaten zu ziehen, und führt daher auf hohe Beschaffungskosten, die nur bei starker Ausnutzung lohnen, sonst aber unwirtschaftlich sind. Andererseits bedeutet günstiger Verbrauch einer Maschine noch nicht günstigen Verbrauch des Maschinensatzes, von dem sie einen Teil bildet. Endlich hängt der Verbrauch in hohem Maße von der Höhe der Belastung ab, und die Gesamtaufnahme wird überdies noch von An- und Auslauf beeinflußt. So hat jede bei einer Belastung und im Beharrungszustand ermittelte Gewährleistungs- und Rekordziffer nur beschränkten oder gar keinen Wert.

Bei Versuchen und in Gewährleistungen aller Art sollte man dies als maßgebend stets im Auge behalten.

Um durch noch ein Beispiel das Gemeinte zu erläutern: Bei einer landwirtschaftlichen Entwässerungsanlage (Polder mit Pumpwerk) wechselt die Förderhöhe sehr, je nach Innen- und Außenwasserstand. Es ist wenig fruchtbar festzustellen, daß bei diesem oder jenem Wasserstand der Verbrauch den zugesagten übersteigt, und demnach das Werk zur Verfügung zu stellen; es ist fruchtbarer, für jeden vorkommenden Wasserstand die günstigsten Betriebsverhältnisse durch sorgsam vorbereitete, durchgeführte und ausgewertete Versuchsreihen zu finden, in einer Betriebsvorschrift die innezuhaltenden Drehzahlen der Pumpen festzulegen, und so den Maschinisten zur bestmöglichen Ausnutzung der einmal vorhandenen Anlage zu befähigen.

## b) Rechtliches über Abnahmeversuche[1]).

**17. Vertragsarten und juristische Begriffe.** Der allgemeine Inhalt des Vertrages und seine allgemeine Wirkung, in dem Sinne, der eine

[1]) Der Abschnitt kann auf beschränktem Raum den Stoff nicht erschöpfend behandeln. Er soll einen Begriff geben von der Vielgestaltigkeit der bezüglichen juristischen Verhältnisse und dadurch für alle schwieriger liegenden Fälle zur Zuziehung eines Rechtskundigen veranlassen. Ausführliche Darstellung mit zahlreichen Literaturverweisen in: Staudinger, Kommentar zum Bürgerlichen Gesetzbuch, 7.—8. Aufl. 1912, Bd. 2, insbesondere S. 560—730. 1149—1221; Staub, Kommentar zum Handelsgesetzbuch, 9. Aufl. 1913, Bd. II, insbesondere S. 477, 525—535, 798—845, 867, 893—906, 942—946, 966—968, 980—983.

Digitized by Google

Teil müsse liefern, der andere zahlen, die Folgen verspäteter Lieferung und anderes mehr, steht hier nicht zur Diskussion. Für unsere Zwecke sollen hier nur kurz die Grundsätze besprochen werden, die Platz greifen, wenn eine Lieferung den Anforderungen oder den Abmachungen nicht zu entsprechen scheint, und wenn man deshalb die Maschine einer Untersuchung unterzieht, um etwaige Mängel oder aber die vertragsmäßige Lieferung festzustellen. Das kann in einem Prozeß oder in einem schiedsgerichtlichen Verfahren, als Vorbereitung für solche oder aber auch freundschaftlich einfach durch Zusammenarbeiten der Parteien ohne oder mit Zuziehung von Sachverständigen geschehen. Eine Reihe für die Vertragsauslegung wesentlicher juristischer Begriffe sollen hier vorweg besprochen werden.

Der Vertrag, der ohne oder nach Entstehung von Zweifeln zur Untersuchung einer Maschine führt, kann ein Werk- oder ein Kaufvertrag sein; er kann rein nach dem Bürgerlichen oder aber teilweise nach dem Handelsgesetzbuch (BGB oder HGB) beurteilt werden müssen. Von letzterem (dem HGB) kommt für uns § 377 und 378 in Frage, die sich auf die Pflicht sofortiger Untersuchung und Mängelrüge beziehen; sie sind jedoch nur anwendbar, wenn beide Parteien Kaufleute sind oder doch eingetragene Firmen haben.

Ein *Kaufvertrag* hat den entgeltlichen Eigentumsübergang eines schon vorhandenen Gegenstandes vom Verkäufer auf den Käufer zum Ziele. Wenn unter Kaufleuten oder Firmen das HGB gilt, so spricht man von einem *Handelskauf*. Gerade für die hier interessierende Frage, ob Mängel sofort aufzusuchen und zu rügen seien, wird Beiderseitigkeit des Handelskaufes verlangt.

Beim *Werkvertrag* hingegen verpflichtet sich ein Unternehmer gegenüber dem Besteller zur Herbeiführung eines bestimmten Erfolges, an dem der Besteller ein Interesse hat; als Erfolg kommt für uns namentlich die Herstellung einer neuen Maschine oder Anlage oder die Instandsetzung einer schadhaften in Frage.

Da sich der Kaufvertrag allgemein auf etwas schon Vorhandenes, der Werkvertrag auf etwas erst zu Schaffendes bezieht, so liegt zweifellos ein Kaufvertrag vor, wenn jemand in das Lager einer Firma geht, sich dort eine Kreiselpumpe mit elektrischem Antrieb fertig aussucht und sie alsbald abfahren läßt, um sie selbst aufzustellen. Ebenso zweifellos liegt ein Werkvertrag vor, wenn sich eine städtische Verwaltung Rohrmaterial kauft und nun einen Unternehmer mit der Herstellung des Wasserleitungs- oder Kanalisationsnetzes betraut. Es ist das nicht etwa ein Dienstvertrag, weil die Vergütung nur nach erreichtem Erfolg — wenn das Rohrnetz sich z. B. als dicht erwies — fällig wird, alles Risiko der Verlegung — Schwierigkeiten der Wasserhaltung — zu Lasten des Unternehmers laufen.

Nicht immer ist es leicht zu entscheiden, ob die Bestimmungen des Kauf- oder die des Werkvertrages anzuwenden sind. Ein wichtiger Grenzfall zwischen beiden ist der *Werklieferungsvertrag*; er liegt vor, wenn zwar ein Werk erst herzustellen ist, wenn aber die Baustoffe dazu vom Unternehmer beschafft werden, so daß also in bezug auf den

Digitized by Google

Stoff ein Kauf vorliegt. Stoff braucht dabei nicht Rohstoff zu sein. Ein Werklieferungsvertrag liegt vor, wenn eine Dampfpumpe größerer Abmessungen zur besonderen Herstellung in Auftrag gegeben wird, wenn der Elektromotor der Kreiselpumpe aus irgendwelchen Gründen ganz besonders gewickelt werden muß, oder wenn die Stadt die Herstellung des Rohrnetzes einschließlich Lieferung des Rohrmaterials vergibt. Doch bleibt die Beschaffung einer Maschine gängiger Type auch dann ein Kaufvertrag, wenn die Montage mit übernommen wurde — dieselbe ist nur eine Nebenleistung. Ebenso ist es, wenn an einem gekauften Auto noch Änderungen etwa in der Ausstattung der Karosserie zu machen sind. Und andererseits ändert es nichts an der Reinheit des Werkvertrages, wenn der Unternehmer bei Verlegung des ihm gestellten Rohrmaterials das Dichtmaterial — also Zutaten — zugegeben hat, § 651 BGB, Abs. 2.

Beim Werklieferungsvertrag nähern sich die Verhältnisse bald mehr dem Kauf-, bald mehr dem Werkvertrage, je nachdem ob die Materialbeschaffung oder ob die Arbeit und der eigenartige Erfolg das Wesentliche ist. —

Die rechtlichen Verhältnisse, soweit sie uns interessieren, richten sich nach dem Gesichtspunkt der Vertretbarkeit und unter Kaufleuten auch nach dem der Beweglichkeit der zu liefernden Sache.

*Vertretbare Sachen* oder Gattungssachen sind solche, die nicht einzig in ihrer Art sind, bei denen der Käufer kein Interesse an der Lieferung eben dieses Stückes, der Verkäufer die Möglichkeit der Ersatzlieferung hat. Vertretbar ist daher ein Auto, ein Elektroventilator, eine Dampfmaschine und dergleichen, sofern nicht besondere Eigenschaften oder Abmessungen sie als nicht vertretbar (Einzelsachen) erscheinen lassen; vertretbar sind alle listenmäßig angebotenen Sachen, die satzweise hergestellt werden. Eine Turbodynamo von 100 kW ist allgemein vertretbar, eine von 20000 kW kann wohl als unvertretbar gelten, selbst wenn mehrere auf einmal bestellt werden; im Grenzfall kann eine Größe, obwohl erstmals ausgeführt, doch vertretbar sein, wenn in Zukunft häufigere Lieferung anzunehmen ist. — Für vertretbare Sachen schreibt § 651 BGB vor, sie seien durchgehends nach den Regeln vom Kauf zu beurteilen, also nach § 433 ff. BGB; außerdem gelten § 373 ff. HGB, insoweit sich hier abweichende oder ergänzende Vorschriften finden, die gelten sollen, sofern ein oder beide Teile Kaufleute sind. In der Tat muß es gleichgültig sein, ob eine übliche Maschine im Einzelfall doch erst besonders hergestellt wird, weil sie gerade nicht am Lager war. Für Lagermaschinen aber gelten natürlich die Kaufvorschriften.

*Nicht vertretbar* sind diejenigen Sachen, die den besonderen Zwecken des Bestellers entsprechend in besonderer Größe, Anordnung, Qualität hergestellt werden. Genannt wurde schon die Turbodynamo von 20 000 kW; unvertretbar ist ferner eine Heizungs- oder eine Kühlanlage, da sie den räumlichen Bedingungen angepaßt wird — die Teile dazu wären, einzeln geliefert, vertretbar, auch soweit sie nicht bloß Material sind. Unvertretbar sind Probeausführungen. Es handelt sich

Digitized by Google

hier also im ganzen um weniger zahlreiche, aber oft um größere Objekte.

Über nicht vertretbare Sachen trifft § 651 BGB. Bestimmung dahin, daß zwar allgemein die Kaufvorschriften gelten sollen, daß aber für wichtige Fragen die Vorschriften über den Werkvertrag eintreten, namentlich in den Fragen des Gefahrüberganges, der verspäteten Fertigstellung und der uns besonders interessierenden Haftung für Mängel. Aber diese so gemischten Bestimmungen werden nochmal beeinflußt durch § 381 HGB; danach sollen, wenn beim Werklieferungsvertrag die vertretbare Sache *beweglich* ist (und wenn, wie für Anwendung des HGB natürlich erforderlich, ein Handelskauf vorliegt), die schärferen Bestimmungen gelten, die beim Handelskauf Rechtens sind. Werkvertragsvorschriften gelten also unter Kaufleuten nur bei Werklieferungsverträgen über nicht vertretbare unbewegliche Sachen — außerdem natürlich bei den selteneren reinen Werkverträgen.

Als *unbeweglich* sind in der Maschinentechnik diejenigen Sachen anzusehen, die erst durch Verbindung mit dem Erdboden und dem Gebäude als solche entstehen. Eine Maschine wird nicht in diesem Sinne unbeweglich, wenn man sie auf ihr Fundament setzt und vielleicht gar untergießt (wohl aber im Sinne der Hypothekenhaftung). Unbeweglich ist aber ein eingemauerter Dampfkessel, zumal wenn Kesselkörper und Feuerung erst durch die Einmauerung Zusammenhang bekommen; ein Gliederkessel dagegen ist zweifellos beweglich. Erwähnt sei noch, daß der Einbau einer Zentralheizung in ein vorhandenes Haus nicht Lieferung einer Sache, sondern Abänderung einer unbeweglichen Sache ist, nämlich des Hauses, das vorher unbeheizbar, nun beheizbar ist.

Bei allen diesen Unterscheidungen kommt es nur auf die tatsächlichen Verhältnisse, nicht aber darauf an, ob im Vertrage von Kauf oder Werk die Rede ist. Doch ist es möglich, zu vereinbaren, daß für einen Vertrag gewisse oder alle bei einer anderen Vertragsart übliche oder überhaupt beliebige Bestimmungen gelten sollen; solche Vereinbarung schlägt innerhalb der durch Gesetz oder gute Sitten gezogenen Grenzen durch, nur die einfache Umbenennung genügt nicht. —

In geschäftlicher Hinsicht unterscheidet man zwischen Übergabe, Abnahme, Annahme (als Erfüllung), Ingebrauchnahme; beim Kaufvertrag spielt auch der Gefahrübergang, beim Werkvertrag die Vollendung des Werkes eine Rolle.

Hier ist besonders zu beachten, daß beim Kaufvertrag die *Abnahme* nicht das ist, was man vielfach darunter versteht, nämlich eine mit einer gewissen Förmlichkeit vorgenommene Prüfung der gekauften oder gefertigten Sache, etwa ein Abnahmeversuch. In rechtlicher Hinsicht ist die Abnahme der wenigst wichtigste der eben aufgezählten Vorgänge. Sie ist einfach das Gegenstück zur *Übergabe*: der Verkäufer übergibt, der Käufer nimmt ab — das bedeutet den rein tatsächlichen Vorgang, der zum Zweck hat, den ersteren von dem Gegenstand zu entlasten, etwa wenn er seine Werkstatt frei haben will. Eine Prüfung braucht beim Kaufvertrag gar nicht mit der Abnahme verbunden zu sein; so bringt der Verkäufer (selbst oder durch den Spediteur)

Digitized by Google

oft die Maschine verpackt zur Übergabe, und bei der „Abnahme" kann sich der Käufer nur von der äußeren Unversehrtheit der Verpackung und von der Vollzähligkeit der Kollistücke überzeugen. § 448 BGB bestimmt, der Verkäufer habe die Kosten der Übergabe, insbesondere des Messens und Wägens, der Käufer die der Abnahme zu tragen; danach hat bei Vermietung einer Dampfkraft — immer mangels besonderer Abmachung — der Verkäufer den Dampfmesser zu stellen; bei Gaswerken pflegt indessen das Statut anders zu bestimmen. Für die Frage, wer bei Versuchen an Maschinen die Kosten zu tragen hat, schlägt die Bestimmung nicht ein, weil es sich eigentlich nicht um Abnahme-, sondern um Garantieversuche zu handeln pflegt. — In der Abnahme liegt daher beim Kaufvertrag nicht stets die Annahme als Erfüllung: stellt sich beim Auspacken heraus, daß ein Ventilator falscher Type geschickt ist, so kann er zurückgegeben werden; behielte Käufer ihn dennoch und nähme ihn in Gebrauch, so läge erst darin eine *Annahme als Erfüllung*. Eine solche liegt in der *Ingebrauchnahme*, außer wenn zu ihr ein Zwang vorliegt, aber auch in jeder anderen Handlung oder Unterlassung, durch die der Käufer die Ansicht zu erkennen gibt, er wolle die Lieferung als Erfüllung der gegnerischen Verpflichtung gelten lassen. — Eine Ingebrauchnahme mit dem ausdrücklichen Vorbehalt, sie geschehe nur zur Abwendung z. B. von Betriebsstörungen, doch könne sie nicht als Erfüllung anerkannt werden — oder in ähnlicher Weise — schließt die Wirkung aus, die die Annahme als Erfüllung und die Ingebrauchnahme sonst haben, nämlich daß mit der Erfüllung der Verpflichtung des Verkäufers die Verpflichtung des Käufers zur Gegenleistung — zur Zahlung — entsteht.

Größere Bedeutung als beim Kaufvertrag hat die *Abnahme beim Werkvertrag*: nach § 640 BGB ist der Besteller verpflichtet, das vertragsmäßig hergestellte Werk abzunehmen. Nach Bau einer Wasserversorgung, einer Zentralheizung pflegt Besteller und Unternehmer zusammen durch das Bauwerk zu gehen und sich von der Fertigstellung des Werkes zu überzeugen; dazu gehört jedenfalls die Betriebsfähigkeit, Anstricharbeiten mögen noch nachher erfolgen. Aber eben hinsichtlich der Vollständigkeit pflegt diese Abnahme — anders als beim Kauf — eine Billigung zu enthalten: das Werk sei vollendet und werde im großen Ganzen als Erfüllung der Verpflichtung des Unternehmers angenommen; Mängel, die sich später finden, können vom Besteller trotzdem geltend gemacht werden, dann hat eben der Unternehmer seine Verpflichtung mangelhaft erfüllt, aber doch erfüllt. Daher bedeutet die Abnahme beim Werkvertrag im allgemeinen zugleich Annahme als Erfüllung, und das eben ist beim Kaufvertrag nicht immer der Fall.

Die Annahme als Erfüllung, im allgemeinen also die Ingebrauchnahme ist keine Anerkennung des Gelieferten als mängelfrei oder als vollständig. Es kann mangelhaft oder unvollkommen erfüllt sein, immerhin aber doch erfüllt sein. Wieweit der Abnehmer aber verpflichtet ist, Mängel alsbald nach Auffindung zu rügen, das soll unten (§ 18) besprochen werden.

Die Gefahr zufälligen Unterganges und zufälliger Verschlechterung der gekauften oder hergestellten Sache, etwa durch Feuer,

Digitized by Google

geht mit der Übergabe (Abnahme) vom Lieferer auf den Abnehmer über (§ 446, 644 BGB); bei Versendungen nach einem anderen Ort als dem Erfüllungsort tritt jedoch der *Gefahrübergang* mit der Übergabe an den Spediteur oder die Bahn ein. Diese Bestimmungen sind die gleichen beim Kauf- wie beim Werkvertrag, doch ist die Wirkung recht verschiedenartig. Eine Maschine wird als solche versandt, und daher geht die Versendung sowie die Lagerung bis zur Inbetriebsetzung auf Gefahr des Käufers. Eine Zentralheizung, eine größere Kühlanlage, eine Wasserversorgungsanlage wird an Ort und Stelle hergestellt, versendet wird nur Material, darunter vielleicht auch Maschinen; daher geht die Gefahr während des Versandes und der Aufstellung zu Lasten des Unternehmers — für die vom Besteller gelieferten Materialien hat dieser allerdings dauernd selbst zu sorgen. Dieser Unterschied im Gefahrübergang hängt vielfach — nicht grundsätzlich — mit dem Unterschied der Vertragsart — Kauf- oder Werkvertrag — zusammen. Wie es hiernach mit dem Gefahrübergang steht, wenn Maschinen vertretbarer Art einschließlich Aufstellung verkauft sind, wo doch auch manche Zutaten erst an Ort und Stelle zugefügt werden, ist nicht immer leicht zu entscheiden; allgemein wird die Montierung nur als Nebenarbeit angesehen. —

Bei jeder Vertragsart kann der Abnehmer (Käufer oder Besteller) Freiheit von Mängeln erwarten; wegen dennoch vorhandener Mängel stehen ihm Rechte zu — teilweise auch wegen unerheblicher Mängel, doch müssen es immerhin Mängel und nicht nur Schwächen, Schönheitsfehler sein. Die Rechte und die Reihenfolge ihrer Anwendung hängen von der Vertragsart ab. Dieses zu erläutern ist der Zweck der folgenden Paragraphen, die natürlich die umfangreiche und schwierige Materie nicht erschöpfend behandeln.

**18. Umfang der Mängelhaftung, Rechte und Pflichten daraus.** Die *Mängel* der Lieferung können *Fehler* sein, das heißt Abweichungen vom Sollzustand, die den Wert oder die Tauglichkeit zu dem gewöhnlichen oder dem nach dem Vertrag vorausgesetzten Gebrauch aufheben oder mindern. Ein Mangel kann aber auch in der *Abwesenheit einer zugesicherten Eigenschaft* bestehen; insbesondere sind Leistungsfähigkeit und Verbrauchszahlen Eigenschaften einer Maschine, die oft zugesichert werden. Der Unterschied zwischen den beiden Arten von Mängeln ist klar: wenn eine Dampfmaschine schlecht eingesteuert ist und deshalb schlechte Diagramme liefert oder unruhig läuft, oder wenn ihr Schieber undicht ist, so sind das Fehler auch dann, wenn der zugesagte Dampfverbrauch nicht überschritten wird. Wenn die Dampfmaschine den zugesagten Dampfverbrauch überschreitet, so kann sie gleichwohl eine fehlerfreie, ja vorzügliche Maschine sein, die Überschreitung der Zusage kann ja in manchen Besonderheiten liegen, beispielsweise darin, daß im Konkurrenzkampf die Zusage allzustark gespannt wurde. Gerade die Untersuchung auf Innehaltung zugesagter Zahlenangaben ist der wesentliche Gegenstand dieses ganzen Buches, während eine Reihe von Fehlern — Fehler im Material, in der Konstruktion und Aufstellung — fast nur nach eigenen praktischen Er-

Digitized by Google

fahrungen beurteilt werden können, so daß eine allgemeine Besprechung unmöglich ist, jedenfalls aus dem Rahmen dieses Buches fällt.

Die gelieferte Sache darf nicht mit Fehlern behaftet sein, die ihre Tauglichkeit zu dem gewöhnlichen oder dem nach dem Vertrage vorausgesetzten Gebrauch aufheben oder mindern (§ 459, 633 BGB). Eine *unerhebliche* Minderung ist beim Kauf nicht in Betracht zu ziehen. Beim Werkvertrag (und beim Werklieferungsvertrag über nicht vertretbare Sachen) müssen auch unerhebliche Fehler vom Lieferer beseitigt werden, sofern ihre Beseitigung nicht unverhältnismäßigen Aufwand erfordert. Für Fehler, die der Käufer beim Kauf kennt, haftet der Verkäufer nicht, auch fällt bei ersteigerten Sachen die Mängelhaftung fort.

Unter der Abwesenheit zugesagter Eigenschaften sind für uns namentlich die gegebenen Zahlenzusagen begriffen. Für zugesagte Eigenschaften haftet beim Kauf nach klarer Gesetzesvorschrift (§ 459 BGB) der Verkäufer auch bei unerheblicher Abweichung; beim Werkvertrag ist ohnehin jeder auch unerhebliche Mangel zu beseitigen, nur kann wegen seiner nicht Wandelung verlangt werden (§ 634 BGB), so also auch nicht wegen unerheblicher Überschreitung der Zusagen.

Die *Rechte und Pflichten* beider Teile wegen eines Mangels sind in Tabelle 4 übersichtlich zusammengestellt:

Tabelle 4. Mängelhaftung.

| | Werkvertrag, Werklieferungsvertrag über nicht vertretbare unbewegliche Sachen | Werklieferungsvertrag über nicht vertretbare bewegliche Sachen | Kaufvertrag, Werklieferungsvertrag über vertretbare Sachen |
|---|---|---|---|
| Reihenfolge der Mängelansprüche | 1. Nachbesserung (außer wenn Aufwand unverhältnismäßig) (beiderseitiges Recht),<br>2. (erst nach vergeblicher Fristsetzung zur Nachbesserung) Wandelung (wegen geringfügiger Mängel nicht), oder: Minderung,<br>(statt dessen wegen zugesagter Eigenschaften): Schadensersatz wegen Nichterfüllung | | Wandelung (wegen geringfügiger Fehler nicht),<br>Minderung,<br>(statt dessen wegen zugesagter Eigenschaften) Schadensersatz wegen Nichterfüllung,<br>(statt aller dieser, jedoch nur bei vertretbaren Sachen) Lieferung mängelfreier Sache (einseitiges Recht des Käufers) |
| Pflicht zur Untersuchung und Mängelrüge | Nach Treu und Glauben | Unter Kaufleuten und Firmen: sofort, sonst: nach Treu und Glauben | |

Beim Werkvertrag (§ 633, 634 BGB) und beim Werklieferungsvertrag über nicht vertretbare Sachen (§ 651 BGB, Aufhebung von § 462 bis 463) hat der Unternehmer zunächst die Pflicht, durch *Nachbesserung* den Mangel zu beseitigen. Tut er das trotz Aufforderung nicht, so kann der Besteller auf Unternehmers Kosten den Mangel selbst beseitigen. Der Nachbesserungszwang ist aber zugleich ein wertvolles Recht des Unternehmers: der Besteller kann andere rechtliche Ansprüche aus dem Mangel erst herleiten, nachdem er (§ 634 BGB) dem Unternehmer eine

Digitized by Google

angemessene Frist für die Beseitigung des Mangels gesetzt hat, mit dem Zusatz, nach Ablauf der Frist lehne er Beseitigung des Mangels ab. Nach Ablauf der zur Beseitigung gestellten Ausschlußfrist ist das Recht auf Nachbesserung beiderseits erloschen, der Abnehmer darf also auch nicht mehr auf Unternehmers Kosten den Mangel selbst beseitigen. Er hat nur noch Rechte wegen des Mangels. Ebenso entfallen Rechte und Pflichten auf Nachbesserung, wenn die Beseitigung des Mangels unverhältnismäßigen Aufwand erfordert. — Beim Kaufvertrag und beim Werklieferungsvertrag über vertretbare Gegenstände besteht gesetzlich kein Nachbesserungsanspruch. Findet sich ein Mangel, so kann der Verkäufer ohne weiteres die Rechte ausüben, die beim Werkvertrag erst nach fruchtlosem Ablauf der ordnungsmäßig unter Androhung gestellten Frist zulässig sind.

Diese Rechte wegen des Mangels sind das der Rückgängigmachung des Vertrages (*Wandelung*) oder der Herabsetzung der Vergütung (*Minderung*). Zwischen beiden Rechten hat der Abnehmer als der geschädigte Teil die Wahl, nur kann er beim Werkvertrag wegen unerheblicher Verminderung des Wertes oder der Tauglichkeit nicht wandeln; er kann die Wahl ändern, bis durch Einverständniserklärung des Lieferers die Wandelung oder die Minderung vollzogen ist (§ 465 BGB), nachher nicht mehr.

Der Abnehmer kann *statt der Wandelung oder Minderung* auch *Schadensersatz wegen Nichterfüllung* verlangen — beim Werkvertrag in jedem Fall, der jene erstgenannten Rechte gibt (§ 635 BGB), beim Kaufvertrag (und beim Werklieferungsvertrag über vertretbare Sachen) jedoch nur wegen Fehlens zugesagter Eigenschaften (§ 463 BGB). Wegen positiver Fehler, sofern sie nicht arglistig verschwiegen sind, ist der Käufer auf Wandelung oder Minderung beschränkt, wenigstens soweit es auf die besonderen Vorschriften über Kauf- und Werkvertrag ankommt. Auch ist zu beachten, daß dem Abnehmer dieser Schadensersatz statt der Wandelung oder Minderung, also nicht neben jenen zusteht: Wandelte er, so kann er nicht noch diesen Schadensersatz geltend machen, obwohl er oft Schaden gehabt haben wird. Er kann auch nicht Schadensersatz nach § 286 BGB wegen Verzuges in der Lieferung verlangen, denn nach erfolgter Wandelung besteht kein Vertrag mehr, also auch kein Verzug.

Durch diese Begrenzung in der Garantiepflicht kann der Abnehmer benachteiligt werden. Hatte sich jemand erneuerungshalber eine Kette zu einem Kran von 3000 kg Tragfähigkeit kommen lassen, und reißt ein Glied der Kette infolge eines Materialfehlers in der ersten Zeit der Benutzung und die herabstürzende Last macht Sachschaden, so haftet der Lieferer nur nach den eben genannten Grundsätzen: er kann den Kauf wandeln, also die Kette zurückgeben, denn der Fehler sei dem Befunde nach zweifellos schon zur Zeit des Gefahrüberganges (§ 459, 446 BGB) vorhanden gewesen; der Abnehmer kann auch den Kaufpreis mindern in dem Verhältnis, wie der Wert der fehlerhaften Kette zu dem der fehlerlosen steht (§ 472 BGB); er kann endlich Lieferung einer fehlerlosen Kette verlangen, da dieselbe vertretbar ist (§ 480

Digitized by Google

BGB). Aber mit allem diesem findet er keinen Ersatz für den Schaden, den die gestürzte Last erlitten und angerichtet hat. Der Schadensersatzanspruch statt der Wandelung oder Minderung, der unabhängig vom Verschulden des Lieferers ist, kommt nicht in Frage, weil der Mangel ein Fehler, nicht aber Fehlen einer zugesagten Eigenschaft ist.

Schadensersatzansprüche wegen eines Fehlers lassen sich daher nur geltend machen, wenn irgendwelche anderen Vorschriften einschlagen; dazu ist aber durchweg ein *Verschulden des Lieferers* nötig, die der Abnehmer nachzuweisen hat. Wenn der Lieferer leichtsinnig in der Beschaffung der Kette war, so könnte man § 347 HGB heranziehen, der die Sorgfalt eines ordentlichen Kaufmanns verlangt; man kann auch auf § 276 BGB Bezug nehmen, wonach der Schuldner Fahrlässigkeit, das ist Außerachtlassung der im Verkehr erforderlichen Sorgfalt zu vertreten hat, in Verbindung mit § 278 BGB, wonach Verschulden der Angestellten dem eigenen Verschulden gleichsteht; endlich käme unter Umständen § 823 BGB in Frage, der denjenigen zum Schadensersatz verpflichtet, der fahrlässig das Eigentum anderer widerrechtlich verletzt. Aber stets ist vom Besitzer des Kranes der Nachweis zu führen, der Lieferer habe eine Fahrlässigkeit begangen, vielleicht weil die Kette nicht geprüft wurde, oder weil sie aus einer bekannt unzuverlässigen Quelle bezogen wurde. Solch Nachweis wird schwer zu führen sein, außer in Fällen, wo man sagen kann: ein Fehler, wie er untergelaufen ist, kann in geordnetem Betrieb überhaupt nicht vorkommen, daß er vorkam, beweist an sich schon die Fahrlässigkeit; dieser Schluß wäre aber bei der Krankette zu weitgehend. Gelingt indessen der schwierige Nachweis, so hat der Abnehmer den Vorteil, daß für das fahrlässige (oder gar absichtliche) Verschulden nicht die kurzen Verjährungsfristen der Garantieleistung (§ 20), sondern die regelmäßige 30jährige Verjährung (§ 195 BGB) gilt.

Außerdem konnte sich der Abnehmer Schadensersatzansprüche in jedem Fall dadurch sichern, daß er die gelieferte Sache gar nicht erst annahm, weil sie mangelhaft sei und keine Erfüllung darstelle; wenn er dann den Lieferer zur Erfüllung auffordert, dieser nicht rechtzeitig Ersatz stellen und erfüllen konnte, so kam er in Verzug (§ 284 BGB) und hatte nach § 286 *Schadensersatz wegen Nichterfüllung* zu leisten. Ein Verschulden des Lieferers ist nicht Voraussetzung, ist das Vorhandensein des Fehlers streitig, so trifft den Lieferer die Beweislast dafür, daß er nach der Forderung des § 294 BGB die Leistung so angeboten hat, wie sie zu bewirken ist, also die Beweislast für Mängelfreiheit der angebotenen Sache; auch ist in § 293, 294 nicht die Rede davon, daß wegen unerheblicher Fehler — wegen derer späterhin die Mängelansprüche teilweise ausgeschlossen sind — die Verweigerung unzulässig sei: auch mit unerheblichen Mängeln behaftete Maschinen braucht man also nicht anzunehmen, nur kann man ihretwegen nicht immer späterhin Ansprüche stellen. In allen diesen Hinsichten ist die Stellung des Abnehmers am günstigsten, wenn er mangelhafte Maschinen gar nicht erst annimmt — nur muß der Mangel gleich bei der Annahme oder doch bei der ersten Untersuchung erkennbar sein, was bei der Krankette

Digitized by Google

nicht der Fall gewesen wäre; auch ist Haftung des Lieferers für „indirekten Schaden" oft vertraglich ausgeschlossen.

Wo also ein Mangel nicht auf Fahrlässigkeit zurückzuführen und auch nicht äußerlich erkennbar ist, hat es bei den besonderen Gewährleistungsvorschriften sein Bewenden, die eben Schadensersatz nur in gewissen Fällen an Stelle des Minderungs- und Wandelungsanspruches vorsehen.

Beim Werkvertrag hat der Unternehmer, wie schon erwähnt, in erster Linie die Pflicht, daher aber auch das Recht, durch Nachbesserung den Mangel zu beseitigen; bevor ihm nicht dazu Gelegenheit gegeben worden ist, kann weder die Minderung noch gar Wandelung vom Besteller verlangt werden. Diese Wohltat, zur Nachbesserung zugelassen werden zu müssen, besteht beim Kaufvertrag nicht. Wie weit sich beide Teile darüber einigen, daß zunächst eine Nachbesserung (oder eine Ersatzlieferung) versucht werden soll, bleibt ihnen natürlich überlassen, auch kann es stark unkulant und dem Rufe des Käufers abträglich sein, wenn er in einfachen Fällen die Nachbesserung nicht gestatten will; die Weigerung kann unter Umständen auch zur Schikane ausarten, oder sie kann gegen Treu und Glauben verstoßen; dann müßte die Nachbesserung wegen § 226 bzw. § 157, 320 BGB doch geduldet werden; aber die Anwendung dieser allgemeinen Bestimmungen hat im Prozeß den Nachteil, daß ihre Auslegung von der subjektiven Meinung des Richters abhängt.

Wenn man dem Verkäufer die Wohltat des Nachbesserungsrechtes versagt, so ist diese gegenüber dem Werkvertragsverhältnis härtere Bestimmung in folgendem begründet. Zunächst ist vielfach eine nachgebesserte Sache nicht gleichwertig einer von vornherein mangelfreien, und auf letztere hat der Käufer Anspruch. Sodann kann man für fertig vorhandene oder regelmäßig fabrizierte Sachen — auch Maschinen — eher von vornherein ganz einstehen, sowohl hinsichtlich der Fehlerfreiheit als auch der Garantiezahlen. Es ist nicht unbillig, daß der Käufer einer 50 kW Dynamo gängiger Type das Recht hat, sie einfach zurückzugeben, wenn sie einen Fehler hat oder im Wirkungsgrad zurückbleibt. Es wäre hart, wenn das gleiche Recht für eine 20 000 kW Dampfturbine bestände, die der Unternehmer erstmalig für den Zweck entwirft und die er nicht leicht wieder anderweitig verwenden kann. Gerade für Maschinen ist aber eine Unbilligkeit der gesetzlichen Bestimmungen nicht abzuleugnen: eine 500 kW Turbodynamo wird man heutzutage als vertretbar ansehen müssen, es gelten daher (§ 651 BGB) die Vorschriften über den Kauf, ein Recht auf Nachbesserung besteht nicht; und doch wird man oft nicht ohne jede Nachbesserung zurechtkommen. Hier greifen nun meist besondere Vertragsbestimmungen helfend ein.

§ 480 BGB bestimmt noch für den Kaufvertrag, bei nur der Gattung nach bestimmten Sachen könne der Käufer statt der Wandelung oder der Minderung Lieferung einer mangelfreien Sache verlangen; das kommt der Nachbesserung in gewissem Sinne nahe, ist aber ein einseitiges Recht des Käufers, der die Ersatzlieferung verlangen kann, sie aber nicht gestatten muß, wie beim Werkvertrag gefordert wird.



Digitized by Google

Die *Stichzeiten, zu denen die Mängelfreiheit bestehen soll*, sind: beim Kaufvertrag die Zeit des Gefahrüberganges — wegen etwaiger Schadensersatzansprüche jedoch die Zeit des Kaufes; beim Werkvertrag die Zeit der Übergabe — Abnahme oder Fertigstellung. Sie sind nur wesentlich, wo schnelle Veränderung in Frage kommt, für uns also nur in Sonderfällen.

**19. Anzeigepflicht.** Der § 377 HGB setzt für Käufe, die für beide Teile ein Handelsgeschäft sind — wo also beide Teile Kaufleute sind —, die Pflicht, die Ware *unverzüglich* nach der Ablieferung, soweit dies nach ordnungsmäßigem Geschäftsgange tunlich ist, zu *untersuchen* und, wenn sich ein Mangel zeigt, dem Verkäufer *unverzüglich Anzeige* zu machen. Unterbleibt die unverzügliche Anzeige, so gilt die Ware als genehmigt. Zeigen sich später Mängel, die bei der ersten Untersuchung nicht erkennbar waren, so muß wieder unverzüglich Anzeige gemacht werden, wenn der Käufer die ihm zustehenden Ansprüche wegen des Mangels geltend machen will. Die Ansprüche selbst sind die eben besprochenen des BGB. — § 381 HGB dehnt diese Verpflichtung sofortiger Mängelanzeige auch auf den Werklieferungsvertrag über nicht vertretbare Sachen aus, soweit sie beweglich sind.

Die Anzeigepflicht — geschweige denn eine unverzügliche — ist im BGB weder bei den Vorschriften vom Kauf noch bei denen vom Werkvertrag zu finden. Soweit also nur das BGB gilt — beim reinen Werkvertrag, beim Werklieferungsvertrag über nicht vertretbare unbewegliche Sachen und bei Geschäften aller Art, wenn wenigstens ein Teil nicht Kaufmann (oder Firma), sondern z. B. eine Behörde ist —, besteht eine Anzeigepflicht nur in dem Maße, wie Treu und Glauben mit Rücksicht auf die Verkehrssitte es erfordern (§ 157 BGB).

Die Anzeigepflicht beim Handelskauf wird vielfach recht streng ausgelegt. So wurde eine Reise des allein sachverständigen Chefs zu einer Zeit, wo das Eintreffen einer Sendung zu erwarten war, nicht als Entschuldigung für den Aufschub bis zur Rückkehr zugelassen. Es galt nicht als Entschuldigung, wenn die nötigen Prüfungs- und Antriebseinrichtungen nicht zur Stelle sind — der sorgsame Geschäftsmann soll Vorbereitungen treffen. Auch muß die Prüfung sachgemäß erfolgen: zieht man mangels eigener Sachkenntnis einen Sachverständigen zu, der tatsächlich zur Prüfung nicht geeignet ist, so kann sich hierdurch die Prüfung und damit die Mängelanzeige verspäten. Aber gerade bei Maschinen wird man nicht allzu rigoros sein dürfen. Einesteils ist es gerade bei Maschinen dem Verkäufer meist gleichgültig, ob er die zurückgehende Maschine etwas früher oder später bekommt, und eine Verschleierung, etwa durch Fortschreiten des Fehlers, ist wenig zu befürchten. Andererseits muß man gerade bei Maschinen oft erst zusehen, wie sie sich im Betriebe machen. Was endlich den hier meist interessierenden Fall der Zusage von Garantiezahlen anlangt, so kann man diese erst nach längerer Zeit — übungsmäßig nach etwa 3 Monaten — feststellen, nachdem die Maschine sich eingelaufen hat; das hindert allerdings nicht, diejenigen Fehler anzuzeigen, die eine anfängliche Untersuchung vorher hatte erkennen lassen. Die Untersuchung ist eben

Digitized by Google

jederzeit so weit auszudehnen, wie es im Augenblick sachgemäß ist, jeder gefundene Mangel ist aber sofort anzuzeigen.

Die *Anzeigepflicht bei Nichtkaufleuten und beim Werkvertrag* ist von Fall zu Fall milder auszulegen. Sie entfällt ganz, wenn der Lieferer gar kein Interesse an ihr hat. Keinesfalls aber darf die Untersuchung oder gar die Anzeige eines Mangels, nachdem man ihn bemerkt hatte, deshalb hinausgeschoben werden oder unterbleiben, um den Lieferer zu schädigen, vielleicht ihm eine Beweismöglichkeit zu nehmen. Es ist auch unzulässig, bei einer großen, in Teilen zu machenden Lieferung die ersten Teillieferungen nicht zu untersuchen und namentlich den Mangel nicht zu melden, weil nun der Lieferer weiterarbeitet und mehr und mehr Stoff und Arbeit in mangelhafter Weise verwendet. Aber diese Verpflichtung zu mehr oder weniger schneller Untersuchung und Anzeige entspringt nicht besonderen Vorschriften, sondern nur den allgemeinen Regeln über Treu und Glauben.

**20. Verjährung der Mängelansprüche.** Die *Verjährungsfrist* für die Gewährleistungsansprüche ist im allgemeinen sechs Monate, sowohl beim Kauf (§ 477 BGB) wie beim Werkvertrag (§ 638 BGB). Bei Arbeiten an einem Grundstück ist sie ein Jahr, bei Bauwerken fünf Jahre. Ein Jahr würde also die Gewährleistung bei einer Zentralheizung dauern, dagegen nur sechs Monate bei einem für eine solche gelieferten Kessel. Fünf Jahre dauert die Gewährleistung des Gesamtunternehmers für eine Wasserversorgung, aber nur sechs Monate die Gewährleistung des Unterunternehmers, der lediglich die Maschinenanlage dazu lieferte.

Der *Beginn der Frist* ist beim Kaufvertrag die Übergabe, beim Werkvertrag die Abnahme. Sie ist *unabhängig von der Auffindung und von der Anzeige des Mangels*. Innerhalb der Verjährungsfrist müssen die Mängel geltend gemacht werden, entweder durch Einleitung der Klage oder durch gerichtliche Beweisaufnahme; nach beendetem Verfahren läuft die alte Frist weiter, beginnt nicht neu zu laufen. Beim Werkvertrag (und beim Werklieferungsvertrag über nicht vertretbare Sachen) wird die Verjährung auch so lange gehemmt, wie beide Teile im Einverständnis miteinander in der Prüfung und Beseitigung des Mangels begriffen sind (§ 639 BGB).

Wenn sich also an einer Maschine bei den Garantieversuchen, drei Monate nach der Übergabe, ein Materialfehler herausstellt, der vorher nicht gesehen wurde, so muß der Käufer innerhalb weiterer drei Monate gerichtliche Schritte tun, wenn der Verkäufer bis dahin nicht den Mangel beseitigt hat oder doch den Mangel zu beseitigen versprochen hat — was eine freiwillige Anerkennung und einen neuen Vertrag über Beseitigung des Mangels bedeutet. Ein nach fast sechs Monaten aufgefundener Fehler muß sehr schnell vor das Gericht gebracht werden; ein nach Ablauf der sechs Monate aufgefundener Fehler kann nicht mehr geltend gemacht werden. Handelt es sich um eine Maschine normaler Größe und Art und um ein Geschäft zwischen zwei Firmen, so ist überdies nach § 377 und 381 Abs. 2 HGB sofortige Anzeige Voraussetzung für die spätere gerichtliche Geltendmachung, wie schon besprochen.



Digitized by Google

In den Bedingungen der Maschinenfabriken pflegt in Form eines *besonderen Garantieversprechens* die Gewährleistungsfrist (bei nur Tagesbetrieb) auf zwölf Monate bemessen zu sein (§ 22); diese verlängerte Frist gilt dann nur für das Auffinden des Fehlers; Anzeige und Klageerhebung dürfen nicht bis zum Schluß des Jahres verschoben werden, sondern müssen innerhalb der normalen Fristen vom Auffinden an erfolgen — die Anzeige also sofort bzw. nach Treu und Glauben, die Klageerhebung innerhalb sechs Monaten. Wegen eines nach drei Monaten aufgefundenen Mangels muß also die Klage spätestens im neunten Monat erhoben werden.

Ein Recht bleibt dem Abnehmer nach Ablauf der Verjährungsfrist (BGB § 478): er kann nach wie vor den *Kaufpreis einbehalten*, in dem Maße, wie er zur Wandelung oder Minderung berechtigt ist; das heißt also namentlich: während wegen Wandelung oder Minderung innerhalb der Verjährung die Klage eingereicht werden muß, so kann man statt dessen den bequemeren Weg beschreiten, den angemessenen Abzug zu machen und nur der Klage des Verkäufers auf Zahlung die Einrede entgegenzusetzen: des Mangels wegen werde die Zahlung verweigert; diese Einrede ist dauernd zulässig; allerdings muß dazu die Anzeige des Mangels — soweit sie nicht ohnehin sofort zu erfolgen hatte — innerhalb der Verjährungsfrist erfolgt sein; und außerdem muß der Kaufpreis eben noch nicht ganz bezahlt sein.

Die genannten kurzen Verjährungsfristen gelten für vorhandene, aber nicht anerkannte Mängel. Hat dagegen der Lieferer den *Mangel anerkannt* und seine Beseitigung zugesichert, so ist damit ein neuer — vielleicht nur mündlicher — Vertrag über die Mängelbeseitigung und damit ein neuer Anspruch des Abnehmers zustande gekommen, und für ihn gilt nun die sogenannte regelmäßige dreißigjährige Verjährungsfrist (§ 195 BGB). — Das Schweigen des Verkäufers zur Mängelanzeige ist keine Anerkennung.

**21. Beweislast.** Die Frage, wer in diesem oder jenem strittigen Punkt den Beweis seiner Behauptung zu führen hat, ist nicht so sehr der Kosten des Beweises wegen von Interesse; denn die Kosten z. B. von Versuchen, die wirklich Beweises halber unternommen sind, sollte endgültig immer der zu tragen haben, zu dessen Ungunsten die gestellte Frage entschieden wird. Aber der Teil, den die Beweislast trifft, ist immer gefährdet durch die Möglichkeit, die Beweisaufnahme könne unentschieden bleiben, und der Streit könne mangels ausreichender Beweismöglichkeit zu seinen Ungunsten auslaufen. Besonders lästig ist die Beweislast, wenn die gelieferte Maschine oder Anlage schleunigst geändert oder entfernt werden muß, und nun der beweispflichtige Teil eine *Beweissicherung* vornehmen muß; damit kann er einen Sachverständigen beauftragen oder auch beim Gericht das *Beweissicherungsverfahren* förmlich einleiten lassen, worauf dieses den Sachverständigen ernennt. Der beweispflichtige Teil läuft hierbei die Gefahr, es könne die Beweisaufnahme im späteren Prozeß unvollständig befunden werden, und dann fehlen ihm die Beweismittel für sein vielleicht gutes Recht. Selten wird er sich dann wegen Fahrlässigkeit an den Sachver-

Digitized by Google

ständigen halten können. Das Amt des Sachverständigen aber ist bei der Beweissicherung besonders verantwortungsvoll. Die Beweislast kann auch zum Verhängnis werden, wenn die gelieferte Maschine durch Feuer oder andere höhere Gewalt vernichtet wird, bevor die Beweisfeststellungen getroffen sind; und endlich ist an die Möglichkeit zu erinnern, daß — was bei Garantieversuchen häufig ist — die verlangten Messungen nicht oder nur mit unverhältnismäßigem Aufwand auszuführen sind. Es sei in der Hinsicht auf die Unstimmigkeiten in den Garantiebenennungen verwiesen, § 15.

Das Recht, die Beweissicherung zu beantragen oder privatim zu bewirken, hat jede der Parteien gemäß § 488 ZPO, sobald einmal ein Mangel angezeigt ist, und zwar auch ohne daß besondere Gründe für die Besorgnis vorliegen, das Beweismittel könne verlorengehen oder seine Benutzung erschwert werden. Hat ein Teil schon Feststellungen gemacht oder machen lassen, so kann der andere Teil gleichwohl noch das gleiche tun. Die Ergebnisse sind aber für den Richter des ordentlichen Prozesses nicht bindend, und jeder Teil kann die Ergebnisse anfechten, selbst soweit sie auf eigene Anregung entstanden sind.

Die *allgemeine Regel* für die Beweislast lautet, daß derjenige, der aus einer Behauptung Rechte herleiten will, seine Behauptung selbst zu beweisen habe. Wenn daher der Abnehmer sich weigert, anzuerkennen, daß der Lieferer seine vertraglichen Verpflichtungen erfüllt hat, weil nämlich die zugesagten Eigenschaften nicht vorhanden seien, so trifft zunächst den Lieferer, der sein Geld haben will, die Beweispflicht dafür, daß er vertragsgemäß geliefert und daher Anspruch auf Bezahlung hat. Gerade bei Maschinenlieferungen kehrt sich aber vielfach die Beweislast um auf Grund von § 363 BGB: „Hat der Gläubiger — wer etwas, hier die ordnungsmäßige Herstellung der Maschine, zu fordern hat — eine ihm als Erfüllung angebotene Leistung als Erfüllung angenommen, so trifft ihn die Beweislast, wenn er die Leistung deshalb nicht als Erfüllung gelten lassen will, weil sie eine andere als die geschuldete Leistung oder weil sie unvollständig gewesen sei." Die *Beweislast kehrt sich also um mit der Annahme als Erfüllung*; das heißt in dem Augenblick, wo aus einer Erklärung oder aus dem Verhalten des Abnehmers hervorgeht, er glaube durch die Lieferung, so wie geschehen, im großen ganzen befriedigt zu sein. Annahme als Erfüllung liegt, wie schon besprochen, stets in der Ingebrauchnahme — und gerade die wird bei Maschinen meist schon erfolgt sein, bevor Garantieversuche gemacht werden. Wenn dagegen eine Zentralheizungsanlage im Sommer, eine Kühlanlage im Winter fertig wird, so daß sie nicht gleich in Gebrauch genommen wird, so liegt Annahme als Erfüllung gleichwohl vor in dem Moment, wo der Bauherr nach der üblichen ersten Probeheizung den Monteur abreisen läßt — selbst wenn er den Vorbehalt macht, er könne (natürlich) über die Gleichmäßigkeit der Erwärmung und über die Leistungsfähigkeit bei großer Kälte kein Bild haben. Ein solcher Vorbehalt hat, da er nur Selbstverständliches oder doch in den Bestimmungen über Gewährleistung gesetzlich Festgelegtes sagt, nichts daran ändern, daß die Anlage als

Digitized by Google

Erfüllung angenommen werden muß; nur wenn der Abnehmer wirklich Fehler bemerkte, dürfte er die Erfüllung bestreiten und die ganze Abnahme verweigern.

Durch die Annahme als Erfüllung ändert sich nur die Beweislast: während bisher im Zweifelsfall der Lieferer dem Abnehmer nachzuweisen hat, daß er ordnungsmäßig geliefert habe und daher den Entgelt verlangen könne, muß nach vollzogener Annahme als Erfüllung der Abnehmer das Vorhandensein von Mängeln oder die Lieferung einer falschen Type beweisen, wenn er den Entgelt ganz oder teilweise zurückhaben oder auch nur einen Abzug daran machen will.

Die Änderung, die daher die Annahme als Erfüllung zuungunsten des Abnehmers ergibt, liegt nicht auf dem Gebiet der Ersatzpflicht selbst. Denn die Beweisaufnahme selbst, also der Garantieversuch, wird ja vor und nach der Annahme als Erfüllung dasselbe Ergebnis zeitigen, und nach dem Ergebnis richten sich die Ansprüche wegen vorhandener Fehler oder wegen Fehlens zugesagter Eigenschaften im einen wie im anderen Fall. Die Änderung bezieht sich auch nicht auf die Kosten der Beweisführung; für die Kostenlast ist es gleichgültig, wer die Beweisaufnahme eingeleitet hat; wird ihr Ergebnis in einem Prozeß verwendet und als notwendig angesehen, so wird nach Umständen auch der unterlegene Teil dem anderen die Kosten der Beweisführung — jedenfalls der gerichtlichen — zu erstatten haben; immerhin wird manches eingeforderte Privatgutachten nicht erstattungsfähig sein. Die Hauptänderung bezieht sich aber auf das Risiko, daß eine Beweisführung ergebnislos verlaufen oder unmöglich werden kann.

**22. Vertragsmäßige Abweichungen von den Gesetzesbestimmungen.** Die vorstehenden sind gesetzliche Regel-, aber nicht Zwangsbestimmungen. Sie gelten mangels anderer Abmachungen; solche sind jedoch zulässig, im wesentlichen unbeschränkt.

In gewissen Punkten sind anderweitige Abmachungen geradezu üblich; ist eine allgemeine Übung sicher feststellbar, so wird sie zur *Verkehrssitte*, und da Verträge so auszulegen sind, wie Treu und Glauben mit Rücksicht auf die Verkehrssitte es erfordern, so kann eine Übung auch für Verträge maßgebend werden, die sie nicht ausdrücklich als Abmachung aufnehmen. Von Fachvereinen sind vielfach Regeln aufgestellt, die zum Verkehrsbrauch insoweit führen, als sie zu allgemeiner Anerkennung gelangen. Durch die *Vereinbarungen der Fachvereine* (§ 7) kann also das Recht an sich nicht beeinflußt werden, und die Bezugnahme auf ihr Vorhandensein schlägt nicht durch. Wenn dagegen der Handelsbrauch durch regelmäßige freiwillige Anwendung der beteiligten Kreise entwickelt ist, muß auch ohne besondere Abmachung der einzelne die Regeln gegen sich gelten lassen.

Eine übliche und in gewissen Grenzen zwingende Regel ist die Zulassung von 5% *Spielraum bei Gewährleistungen*: eine Zusage gilt noch als erfüllt, wenn die erreichte Zahl höchstens 5% ungünstiger ist als die zugesagte. Dieser Spielraum ist in den Normen (Regeln) des Vereins Deutscher Ingenieure (mit anderen Vereinen) über Dampfmaschinen und Dampfkessel und über Gasmaschinen und Gaserzeuger angenommen,

Digitized by Google

in letzteren jedoch nur in bezug auf die Wirtschaftlichkeit (Wirkungsgrad, Verbrauch) und die etwa neben der Dauerleistung zugesagte Höchstleistung. nicht in bezug auf die Dauerleistung, die unter allen Umständen erreicht werden muß. In bezug auf die Wirtschaftlichkeit ist der Spielraum handelsüblich geworden auch für andere Maschinenarten und kann daher für alle Maschinenarten als ohne besondere Abmachung verbindlich angesprochen werden, außer für Ventilatoren und Kompressoren, für die die betreffenden Regeln (Punkt 7) ihn ausdrücklich ausschließen; diese schärfere ist also die neuere Auffassung: wer etwas zusagt, soll es auch halten, und soll auf die unvermeidlichen Meßungenauigkeiten gefaßt sein.

Eine andere Abänderung bezieht sich auf die gesetzlich vorgesehene Haftung für Mängel. In den *Lieferungsbedingungen der Maschinenbau-Anstalten* pflegt Gewähr übernommen zu werden für Güte der Konstruktion und Ausführung auf die Dauer von 12 Monaten — bei Tag- und Nachtbetrieb auf die Dauer von 6 Monaten — in der Weise, daß alle Teile unentgeltlich auszubessern oder durch neue zu ersetzen sind, die innerhalb dieser Frist nachweisbar infolge schlechten Materials, fehlerhafter Konstruktion, mangelhafter Ausführung unbrauchbar oder schadhaft werden. Gegenüber dem gesetzlichen Zustand ist die Gewährleistungsfrist also — außer bei durchgehendem Betrieb — verdoppelt; der sonstige Umfang ist ganz wesentlich eingeschränkt, indem an die Stelle des Rückgaberechtes, das bei mangelhafter Lieferung im Kaufvertrag sonst unbedingt herrscht, das Recht auf Nachbesserung tritt, das dem Verkäufer des Kaufvertrages sonst ganz versagt ist; auch soll sich eine Auswechselung nur auf die schadhaften Teile, nicht auf die ganze Maschine oder Anlage beziehen. Man wird zugeben müssen, daß solches Verfahren für Maschinen billig ist, da z. B. nach Auswechseln einer schadhaften Schubstange die Maschine wirklich in den Zustand einer von vornherein mängelfreien gebracht worden ist. — Den obigen Bedingungen wird meist noch hinzugefügt, daß alle anderen Ansprüche, nämlich solche auf Wandlung oder Minderung und insbesondere der auf Schadensersatz, ausgeschlossen sind.

Wie weit sich diese Bedingungen nicht nur auf Fehler, sondern auch auf zugesagte Verbrauchszahlen beziehen, ist aus ihrem Wortlaut nicht ganz sicher zu entnehmen. Gesetzlich ist ja für zugesagte Eigenschaften die Haftung schärfer, insofern als auch unerhebliche Fehlbeträge (beim Kaufvertrag) der Mängelhaftung unterliegen. Aus den Bedingungen der Maschinenbau-Anstalten könnte man folgern, auch für zugesagte Garantiezahlen beschränke sich der Anspruch des Bestellers (Käufers) auf die Beseitigung des Mangels; Minderung, Wandelung und Schadensersatz sei auch wegen Nichtinnehaltung der Garantiezahlen ausgeschlossen. Im praktischen Leben wird so verfahren, daß der Lieferer in jedem Fall, wo die Garantiezahlen nicht erreicht wurden, nachbessern darf — beim Kaufvertrag ist dieses Recht ein Ausfluß der besonderen Lieferungsbedingungen. Wenn nach wiederholtem Nichtinnehalten der Garantiezahlen die Erreichung der zugesagten Zahlen ausgeschlossen erscheint, so wäre es unbillig, dem Abnehmer nichts

Digitized by Google

weiter zuzubilligen als das fortdauernde Recht auf fruchtlose Nachbesserungsversuche. Will man — was, wie erwähnt, unklar ist — Schadensersatz, Wandelung oder Minderung auf Grund der Bedingungen auch wegen zugesagter Eigenschaften ausschließen, so wäre gleichwohl die allgemeine Vorschrift des § 325 BGB mindestens bezüglich des Rücktrittsrechtes anwendbar: „Wird die aus einem gegenseitigen Vertrage dem einen Teile obliegende Leistung infolge eines Umstandes, den er zu vertreten hat, unmöglich, so kann der andere Teil Schadensersatz wegen Nichterfüllung verlangen oder von dem Vertrage zurücktreten ...“ Dieser Rücktritt wäre trotz ähnlicher Wirkung doch keine Wandelung, unter welchem Ausdruck man nur das schnell verjährende Rücktrittsrecht als Ausfluß der Mängelhaftung versteht. Das Rücktrittsrecht wegen Unmöglichkeit der Erfüllung verjährt in der regelmäßigen Frist von 30 Jahren.

Im praktischen Leben wird, wenn man dem Abnehmer dieses Rücktrittsrecht zuspricht, auch jeder mildere Anspruch auf Minderung oder angemessenen Schadensersatz auf Zustimmung des Lieferers rechnen können. Es ist vielfach üblich, daß eine angemessene Minderung am Kaufpreis gemacht wird, wenn der Spielraum von 5% wenig überschritten ist; daß hingegen vom Rücktrittsrecht erst Gebrauch gemacht wird, wenn der Spielraum so weit überschritten ist, daß die erreichten Zahlen mehr als 10% ungünstiger sind als die zugesagten. Eine rechtliche Grundlage hat diese Übung kaum.

Einfache Rechnungen zeigen übrigens, daß es nicht leicht ist, eine *Bemessung des Schadenersatzes* bei stark benutzten Maschinen so zu finden, daß der Abnehmer für den Mehrverbrauch entschädigt wird und doch nicht der Lieferer ganz leer ausgeht. Wenn ein 75-kW-Elektromotor statt der zugesagten 85% nur 84% Wirkungsgrad hat, so verbraucht er also $75 : 0{,}84 = 89{,}2$ kW statt $75 : 0{,}85 = 88{,}2$ kW, das ist 1 kW zu viel; das wird für jede Betriebsstunde reichlich 10 Pf. Mehrstromkosten bedeuten. Bei 300 Tagen zu 10 Stunden = 3000 jährlichen Betriebsstunden ist der Mehraufwand für Strom 300 M. im Jahr; will man diesen Mehraufwand zum Zweck der Schadenabfindung kapitalisieren, und will man selbst die Lebensdauer des Motors zu nur 10 Jahren veranschlagen, so wäre ein Kapital zu vergüten, das durch 300 M. Rente für 10 Jahre verzinst und abgeschrieben wird. Nach den Grundsätzen der Rentenrechnung hätte man (Hütte, 22. Aufl., I, 55) zur Erzielung der Rente $R$ für die kommenden $n$ Jahre beim Zinssatz $k$% ein Kapital zu vergüten

$$K = R\,\frac{p^n - 1}{p^n (p-1)};\ \text{hierin}\ p = 1 + \frac{k}{100} \quad \ldots\ldots\ (1)$$

also in unserem Fall, mit nur 5% rechnend

$$K = 300 \cdot \frac{1{,}05^{10} - 1}{1{,}05^{10} \cdot 0{,}05} = 300 \cdot \frac{1{,}63 - 1}{1{,}63 \cdot 0{,}05} = 300 \cdot 7{,}75 = 2320\ \text{M.}$$

Dieser Schadensersatz ist etwa so groß wie der Kaufpreis des Elektromotors. Auf solche Verhältnisse kommt man meist. Läßt man sie

Digitized by Google

gelten, so gibt man zu, daß der Elektromotor geringeren Wirkungsgrades sogar negativen Wert hat. Ein Blick in die Listen der Elektrizitätsfirmen zeigt die Fehlerhaftigkeit dieses Ergebnisses.

Eher kommt man bei *Berechnung der Minderung* zu annehmbarem Ergebnis: aus den Listen der Firmen kann man etwa entnehmen, daß ein Elektromotor mit 84% Wirkungsgrad mit 2600 M. aufgeführt ist, ein Elektromotor mit 85% Wirkungsgrad mit 2800 M. Beider Wert verhält sich daher zueinander wie 0,93 : 1, und der unter Zugrundelegung von 85% Wirkungsgrad vereinbarte Kaufpreis wäre in diesem Verhältnis zu mindern (§ 472 BGB).

Der Schadensersatzanspruch geht also auf den Unterschied, der Minderungsanspruch auf das Verhältnis.

Bei dieser Berechnung war übrigens von der Tatsache Gebrauch gemacht, daß für elektrische Maschinen ein Spielraum von 5% nicht zugestanden wird. Bei anderen Maschinenarten wäre noch folgende Frage offen: Wenn die gemessene Verbrauchszahl 6% ungünstiger ist als die zugesagte, ist dann der volle Fehlbetrag vergütungsfähig oder nur der Überschuß über die zulässigen 5%, in diesem Falle also 6 — 5 = 1%. Wir halten die vollen 6% für vergütungsfähig: Überschreitungen bis zu 5% sollen unbeachtet bleiben, höhere sind ihrem vollen Betrage nach anzurechnen.

Sonderverhältnissen wird stets, sofern sie beiden Teilen beim Vertragsschluß bekannt waren, durch Sonderauslegung Rechnung zu tragen sein. Wir denken an die beiden Möglichkeiten, die durch folgende Beispiele gekennzeichnet werden: In einer mit Abdampfausnutzung arbeitenden Anlage ist die Höhe des Dampfverbrauches solange ohne Belang, wie der Dampf doch noch voll ausgenutzt wird und nicht über das Dach bläst; das Bestehen selbst nur auf Nachbesserungen behufs Verminderung des Dampfverbrauches kann hier bereits als Schikane betrachtet werden. Andererseits kann bei einer Dampfkraftanlage mit Abdampfausnutzung ein erhöhtes Interesse an Innehaltung der Zusage bestehen, wenn gerade der mehr verbrauchte Dampf ausbläst und dadurch zu Klagen der Nachbarschaft wegen Belästigung führt.

**23. Stellung und Bezahlung zugezogener Sachverständiger; Versuchskosten.** Die Tätigkeit des Sachverständigen bei Untersuchung von Maschinen oder Anlagen ist rechtlich nach Umständen verschieden zu beurteilen.

Recht üblich ist es z. B., daß der nichtsachverständige Abnehmer einen Sachverständigen zuzieht, wenn zu passender Zeit — nach dreimonatigem Betrieb — die Garantieversuche gemacht werden sollen. Der Lieferer pflegt dann anwesend zu sein oder einen Vertreter zu schicken, um seine Interessen bei den Versuchen wahrzunehmen. Meist übernimmt der Lieferer die Führung der Maschine während der Versuche, die er übrigens vorher noch gründlich nachgesehen hat. Der Lieferer führt also dem Abnehmer — oder seinem sachverständigen Beauftragten — die Maschine vor, um zu zeigen, daß sie den zu stellenden Anforderungen entspricht; formell ist allerdings nicht er, sondern der

Digitized by Google

Abnehmer beweispflichtig (§ 21) und der Sachverständige benutzt die Gelegenheit, sich durch Messungen und durch Beobachtung des Verhaltens der Maschine von der Ordentlichkeit der Lieferung zu überzeugen. Bei diesem Sachverhalt ist der Sachverständige also nicht Unparteiischer, sondern *Beauftragter des Abnehmers*, um dessen mangelnde Sachkunde zu ersetzen; wo der Abnehmer selbst sachkundig ist oder sachkundige Angestellte hat, braucht er nicht Fremde zuzuziehen, was denn in großen Werken auch meist nicht geschieht[1]).

Es ist selbstverständlich, daß die Kosten solcher sachverständigen Hilfe und Beratung vom Abnehmer zu tragen sind, zum mindesten für den ersten, wenn auch erfolglosen Garantieversuch.

Über die *weiteren Garantieversuche*, die die Beseitigung der erstmals festgestellten Mängel erweisen sollen, können Zweifel obwalten: einerseits soll auch diesmal wieder der Sachverständige nur die mangelnde Sachkunde des Abnehmers ersetzen, aber andererseits hat nur die Tatsache, daß die Zusagen zunächst nicht erfüllt waren, den Abnehmer in die Lage gebracht, den Sachverständigen ein zweites Mal zu Rate zu ziehen. Im allgemeinen wird der letztere Gesichtspunkt als durchschlagend angesehen, und die Kosten des besonders zugezogenen Sachverständigen bei einem zweiten Garantieversuch werden vom Lieferer getragen; doch geht man nicht so weit, dem selbst sachverständigen Abnehmer auch für Zeitverlust und Reiseaufwand Entschädigung zu zahlen — was das Entsprechende wäre.

Der so berufene Sachverständige ist also grundsätzlich Parteivertreter; das schließt nicht aus, daß er zu sachlichem Vorgehen verpflichtet ist und daß seinem Zeugnis in einem späteren gerichtlichen Verfahren erhöhtes Vertrauen beigelegt werden kann, da er ja an dem Ausgang der Sache immerhin uninteressiert ist — so wie man von einem Rechtsanwalt, obwohl er Parteivertreter ist, annimmt, er weiche gemäß seiner Verpflichtung nicht von der Wahrheit ab. —

Die Stellung des Sachverständigen ist eine ganz andere, wenn erst einmal Zweifel über die Ordnungsmäßigkeit der Lieferung vorliegen, und wenn nun eine Partei einen Sachverständigen von Ruf zuzieht, um die Sachlage zu klären, bevor sie kostspielige gerichtliche Schritte unternimmt oder bevor etwa notwendige Veränderungen an der Anlage vorgenommen werden. In diesem Falle hat es nur Zweck, einen Sachverständigen zuzuziehen, dessen Unparteilichkeit keinen Bedenken unterliegt, und derselbe muß im eigenen Interesse seines Auftraggebers unparteilich und sachlich gewissenhaft verfahren. Deshalb ist es zweckmäßig, daß sich beide Parteien über die Person eines solchen Sachverständigen vorher einigen, oder daß auf Antrag ein solcher vom zuständigen Gericht in förmlichem Beweissicherungsverfahren ernannt wird.

Dem durch Übereinkunft der Parteien ernannten Sachverständigen kann entweder nur die Feststellung der versuchsmäßig zu findenden

[1]) Die Beschaffung der Instrumente macht dem Abnehmer oft Schwierigkeiten. Man vereinbare in solchen Fällen schon beim Vertragsschluß, daß der Lieferer die zu Abnahmeversuchen nötigen Instrumente in geeichtem Zustande herzuleihen habe.

Digitized by Google

Verbrauchszahlen übertragen werden, oder er kann auch gleich mit Feststellung der hieraus sich ergebenden Schadens- und Entschädigungssummen betraut werden.

Solche Gutachter (oder Gutachterkommissionen) werden oft als Schiedsrichter bezeichnet; aber nicht immer — nur selten — handelt es sich um ein Schiedsgericht nach § 1025 ZPO, nämlich nur dann, wenn die gesamte Entscheidung über den Vertrag, seine Gültigkeit, Erfüllung und Auslegung in ihre Hand gelegt wurde. Wohl hiervon zu unterscheiden ist der obengenannte Fall, wo dem Gutachter nur die Feststellung der tatsächlichen Verhältnisse obliegt — wo also über das Bestehen des Vertrages und seine Auslegung kein Zweifel besteht, wo aber der Gutachter zu entscheiden hat, ob Mängel bestehen und ein wie hoher Abzug ihretwegen zuzubilligen ist; in diesem Fall ist die Bestimmung der Leistung — des vom Lieferer zu zahlenden Entgeltes — einem Dritten oder mehreren Dritten überlassen, die man als *Schiedsmänner oder Schiedsgutachter*, nicht aber als Schiedsrichter bezeichnen sollte; ihre Wirksamkeit regelt sich nach § 317—319 BGB. Sie ist nach billigem, das heißt sachverständigem Ermessen auszuüben; gegen ihre Festsetzung kann, sofern nichts anderes vereinbart ist, das ordentliche Gericht angerufen werden, wenn der Spruch offenbar unbillig ist; zu seiner Beseitigung genügt es aber nicht, daß er objektiv falsch ist, denn jeder Richter kann irren; es muß vielmehr ein handgreiflicher, grober Irrtum vorliegen, der sich dem Blick des sachkundigen unbefangenen Beobachters sofort aufdrängt.

Die Erklärung (die Entscheidung) des Schiedsmannes ist einfach einer der beiden Parteien abzugeben, die übereingekommen sind, ihm den Fall zu unterbreiten. Für die Erklärung ist nicht einmal die schriftliche Form vorgeschrieben; trotzdem wird die regelmäßig gewählt werden.

Formvoller muß der Schiedsspruch eines eigentlichen *Schiedsgerichtes* behandelt werden, der auch über die rechtlichen Verhältnisse des Falles entscheiden soll, und dem ein Schiedsvertrag nach § 1025 ff. ZPO zugrunde liegt. Der Spruch muß unterschrieben zugestellt und außerdem auf der Gerichtsschreiberei des zuständigen Gerichts niedergelegt werden (§ 1039 ZPO). Er hat unter den Parteien die Wirkung eines rechtskräftigen gerichtlichen Urteils (§ 1040 ZPO). Der Techniker sollte in allen schwierigeren Fällen einen Spruch nicht abgeben, ohne ihn wegen der seinem Fachgebiet fremden Bestandteile einem Rechtskundigen vorgelegt zu haben.

Oft wird nicht ein einzelner Schiedsmann oder Schiedsrichter berufen, sondern eine Kommission von meist drei Mitgliedern. Jede Partei benennt dann ein Mitglied; vor Eintritt in die Untersuchung ist der Obmann auszuwählen, der im Fall der Nichteinigung die Entscheidung innerhalb der Grenzen der auseinandergehenden Meinungen fällt — der Obmann braucht dann bei Versuchen nicht zugegen zu sein, sondern nur das tatsächliche Ergebnis wird ihm vorgelegt, über das seltener Meinungsverschiedenheiten bestehen werden. Man kann aber auch den Obmann alsbald zuziehen, er ist der Verhandlungsleiter, und Entschließungen werden mangels anderer Abmachung mit Stimmen-

Digitized by Google

mehrheit (Kiel OLGR 16, 367 — jedoch wird Einstimmigkeit gefordert BGB § 317) gefaßt, soweit nicht eine Summe zu bestimmen ist, die nach § 317 BGB als Durchschnitt zu ziehen ist. —

Die *Kosten des schiedsmännischen oder schiedsrichterlichen Verfahrens* sind vom unterliegenden Teil — gegebenenfalls angemessen verteilt — zu tragen; im Spruch ist hierüber Bestimmung zu treffen, ebenso wie Gerichte es tun. Die Kosten von Versuchen, die im Laufe solchen Verfahrens nötig sind, sind ebenso zu behandeln.

Denn die in den Lieferungsbedingungen der Maschinenbau-Anstalten vorkommende Bestimmung, Kosten für etwaige Versuche werden vom Besteller getragen, bezieht sich offenbar nur auf die Kosten normaler Abnahmeversuche, kann aber nicht auf die im Streitfall erwachsenden Kosten übertragen werden.

Für die Bemessung der Liquidation des Sachverständigen im gerichtlichen Verfahren besteht die „Gebührenordnung für Zeugen und Sachverständige", Reichsgesetz vom 10. Juni 1914; außergerichtlich kann die „Gebührenordnung der Architekten und Ingenieure" § 4 einen Anhalt gewähren. Beide Bestimmungen sind in der Hütte, 22. Aufl., I, S. 1021 bzw. 1003 zu finden.

---

# II. Wärmetechnische Versuche.

## a) Dampfkessel und -leitung.

**24. Wirkungsgrad und Verdampfung eines Dampfkessels.** Um den *Wirkungsgrad* eines Dampfkessels zu finden, wird die im zugeführten Brennstoff steckende Energie mit der durch Dampferzeugung nutzbar werdenden Wärmemenge verglichen. Man hat also jedenfalls die Brennstoff- und die Speisewasser- oder Dampfmenge zu messen. Gelegentlich gibt man dann statt des Wirkungsgrades einfach das Mengenverhältnis des Brennstoffes zum Dampf an und bezeichnet als *Verdampfungsziffer* die mit 1 kg Brennstoff erzielte Dampfmenge.

Es gibt Fälle, wo der Kohlenverbrauch nicht interessiert und nur die *Verdampfung* (*Dampfleistung*) festgestellt wird, das ist die stündlich in Dampf verwandelte Wassermenge, anzugeben in kg/st. Dann entfällt die mit Messung der Brennstoffmenge verbundene Schwierigkeit und der Zeitaufwand. So wird oft in Gewährleistungen ein Wirkungsgrad bei einer gewissen, mäßigen Verdampfung gegeben und außerdem noch zugesagt, daß eine bestimmte höhere Dampferzeugung noch erreichbar sei, gleichgültig dann meist, bei welchem Wirkungsgrad es geschieht. Für kurzdauernde Bedarfssteigerungen nämlich kommt es darauf an, daß der Kessel nicht versagt, der Kohlenaufwand aber ist bei kurzer Dauer des Höchstverbrauches von wenig Einfluß. In solchem Fall hat man (außer dem vollständigeren Versuch noch) einen *reinen Verdampfungsversuch* zu machen, bei dem die Feuerungsvorgänge außer Betracht bleiben, wenn man nicht gerade in ihnen die vermutete Ursache einer Minderleistung aufsuchen will. Ein reiner Verdampfungs-

Digitized by Google

versuch wird auch gemacht, wenn der Dampfverbrauch einer an den Kessel angeschlossenen Maschinenanlage zu bestimmen ist.

Für die Versuche an Dampfkesseln hat der Verein Deutscher Ingenieure „Normen" herausgegeben, die aus dem Jahre 1899 stammen; sie sind wegen der inzwischen erfolgten Einführung überhitzten Dampfes stark veraltet, auch vermißt man in ihnen manche spezielle Angabe über die Betriebsführung, von der das Ergebnis stark abhängt (§ 35). — Ausgezeichnet, modern und ausführlich sind die Regeln der American Society of Mechanical Engineers aus dem Jahre 1912 (A. S. M. E. Code 1912)[1]), deren Vorschriften freilich von dem teilweise abweichen, was bei uns Norm ist. —

Wenn $B$ kg/st Brennstoff auf den Rost gebracht werden und dadurch zur Unterhaltung des Kesselbetriebes dienen, und wenn der untere Heizwert des Brennstoffes $\mathfrak{H}_u$ kcal/kg bekannt ist, so ist für den Kesselbetrieb *zur Verfügung gestellt die Energiemenge*

$$N_1 = B \cdot \mathfrak{H}_u \text{ kcal/st} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Diese Energiemenge ist zur Verfügung gestellt und wirtschaftlich als aufgewendet zu betrachten. Ob sie wirklich durch die Verbrennung in Freiheit gesetzt ist, hängt von der Güte der Feuerung ab. Da diese einen wesentlichen Bestandteil des Kessels selbst bildet und also (im allgemeinen) mit untersucht werden soll, so sind auch z. B. diejenigen Kohlenmengen als aufgewendet anzusehen, die als Grus durch den Rost gefallen sind, der Rostdurchfall.

Für Untersuchungen über den Wärmedurchgang durch die Heizfläche hätte man aber nur die *entwickelte Wärmemenge* in Ansatz zu bringen, die um den Heizwert des Unverbrannten (Rostdurchfall, Kohlenoxyd, Rauch und Ruß) kleiner ist.

Der aufgewendeten ist die *nutzbar gemachte Wärmemenge* gegenüberzustellen. Es ist die auf den Dampf übertragene. Sie berechnet sich aus der stündlich in Dampf verwandelten Wassermenge $D$ kg/st und derjenigen Wärmemenge $Q_1$ kcal/kg, die man einem Kilogramm Speisewasser von der beobachteten Temperatur zuführen muß, um es in Dampf vor der beobachteten Temperatur und dem beobachteten Druck zu verwandeln. Es ist alsdann

$$N_2 = D \cdot Q_1 \text{ kcal/st} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Nach Bestimmung dieser beiden Größen ergibt sich ohne weiteres der *Wirkungsgrad des Kessels*

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{D \cdot Q_1}{B \cdot \mathfrak{H}_u} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

Die in *1 kg Wasser zur Verdampfung eingeführte Wärmemenge* $Q_1$ bestimmt sich wie folgt. Das Wasser erleidet folgende Zustandsänderungen: Wenn es mit $t_w$ ° Celsius in den Kessel gespeist wird, so erwärmt es sich durch Mischung mit dem Kesselwasser auf dessen Temperatur, nämlich auf die Siedetemperatur $t_s$ des Wassers unter dem gerade herrschenden Druck, der (in den unteren Schichten nicht genau) mit dem am

[1]) Moyer, Power Plant Testing, 2. Aufl., S. 269.

Digitized by Google

Manometer abgelesenen Dampfdruck $p$ at übereinstimmt. Zur Bestimmung der Siedetemperatur und zu den weiteren Rechnungen bedienen wir uns der Wasserdampftabellen von Mollier, die z. B. im ersten Band der Hütte zu finden sind. In Tafel II derselben finden wir die Siedetemperatur als abhängig vom absoluten Druck $p_1$, der bekanntlich durch Hinzufügen des Barometerstandes zum Überdruck $p$ gefunden wird; Interpolieren auf volle Grade genügt. — Weiterhin verdampft das Wasser durch Wärmezufuhr vom Feuer aus, ohne seine Temperatur zu verändern, und es entsteht daher 1 kg gesättigter Dampf vom Druck $p_1$ und von der nach den Dampftabellen als Sättigungstemperatur des Dampfes (Siedetemperatur des Wassers) zugeordneten Temperatur $t_s$. Der Dampf verläßt den Kesselkörper „im Zustande $p_1$, $t_s$" und geht in den Überhitzer — dessen Vorhandensein vorausgesetzt. Dort führt das Feuer ihm weiter Wärme zu, trocknet ihn zunächst, wenn er Feuchtigkeit enthielt, und erhöht weiter die Dampftemperatur von $t_s$ auf $t_d$, während der Druck wegen des Zusammenhanges mit dem Kessel sich nicht ändern kann (er nimmt, den Strömungswiderständen im Überhitzer entsprechend, etwas, meist unmerklich, ab). Der Dampf wird überhitzt und verläßt den ganzen Kessel im Zustande $p_1$, $t_d$.

In jedem der genannten Zustände (und der durchlaufenen Zwischenzustände) hat der Dampf bzw. das Wasser einen bestimmten *Wärmeinhalt*, das ist der Mehrgehalt an Wärme in 1 kg gegenüber Wasser von 0°. Zum Überführen von einem Zustande in einen anderen ist so viel Wärme zuzuführen, wie dem Unterschied der Wärmeinhalte entspricht; den einem jeden Zustand zugehörigen Wärmeinhalt aber kann man den Dampftabellen bzw. den zugehörigen Formeln entnehmen. Sei also $i_w$ der Wärmeinhalt von Wasser von der Speisetemperatur $t_w$, und sei $i_d$ der Wärmeinhalt von Dampf vom Zustande $p_1$, $t_d$, so haben wir $i_d - i_w$ kcal/kg zuführen müssen, um die Zustandsänderung herbeizuführen. Es ist also einfach $Q_1 = i_d - i_w$, und wir können auch schreiben

$$\eta = \frac{D \cdot (i_d - i_w)}{B \cdot \mathfrak{H}_u} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3a)$$

Wo die Überhitzung fehlt, gilt sinngemäß das gleiche.

Da $Q_1$ und $\mathfrak{H}_u$ sich nicht in allzu weiten Grenzen zu verändern pflegen, insbesondere nicht bei einem bestimmten Kessel während verschiedener Betriebsperioden, wenn Kohlensorte, Druck- und Temperaturverhältnisse unverändert bleiben, so gibt für die Kontrolle des laufenden Betriebes oder auch für den Vergleich mit anderen unter ähnlichen Bedingungen arbeitenden Kesseln die *Verdampfungsziffer*

$$\varepsilon = \frac{D}{B} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

einen ungefähren, oft einfach zu gewinnenden Anhalt.

Um die Ungleichmäßigkeiten von $Q_1$ bei verschiedenen Kesseln und bei verschiedenen Versuchen zu berücksichtigen, führt man wohl die Netto-Verdampfung ein, die sich auf normale Werte von Druck und

Digitized by Google

Temperatur bezieht. Als Normalie, auf die man sich bezieht, ist üblich die Erzeugung trocken gesättigten Dampfes von 100° Temperatur (760 mm QuS absolutem Druck) aus Speisewasser von 0° Temperatur. Für diese Erzeugung ist, je Kilogramm Wasser, die Wärmemenge von 639,7 ∞ 640 kcal/kg nötig. Wenn nun jedem Kilogramm an Stelle der wirklich zugeführten $Q_1$ kcal die normale Wärmemenge von 640 kcal zugeführt worden wäre, so nimmt man an, wäre an Stelle der beobachteten stündlichen Verdampfung $D$ der Wert

$$D_{640} = D \cdot \frac{Q_1}{640} \text{ kg/st} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

getreten; dies ist die *stündliche Nettoverdampfung*. Mit ihrer Hilfe ergibt sich die *Netto-Verdampfungsziffer*

$$\varepsilon_{640} = \frac{D_{640}}{B} = \frac{D \cdot Q_1}{640 \cdot B} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (4a)$$

Nach amerikanischem Brauch dient als Bezugswert die Verwandlung von Wasser von 100° C (212° F) in Dampf der gleichen Temperatur. Für diese „Verdampfung von und bei 100° C" sind 539 kcal/kg aufzuwenden.

An Stelle der Verdampfungsziffern sollte man möglichst immer den Wirkungsgrad geben, der die Eigenschaft des Brennstoffes und des Dampfes berücksichtigt. Kennt man den Heizwert des Brennstoffes nicht — der aber für wichtigere Untersuchungen stets zu bestimmen ist —, so ist die Verdampfungsziffer ein schnell zu gewinnender Anhalt. Sie ist ein Maßstab für die Kosten der Dampferzeugung, insofern vollwertig, als man auch die Kohle meist nicht nach ihrem Heizwert, sondern einfach kilogrammweise zu bezahlen pflegt. Die einfache (Brutto-) Verdampfungsziffer ist ein Maßstab für die Kosten von 1 kg Dampf, die Netto-Verdampfungsziffer ein Maßstab für die Kosten von 1000 kcal. Immerhin ist gegen die Umrechnung auf die Nettowerte so vieles einzuwenden, daß wir an ihrer Stelle die *Nutzwärme aus 1 kg Brennstoff*

$$Q_o = \frac{D \cdot Q_1}{B} \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (6)$$

vorziehen, die in der Heizungstechnik als Maß für die Kosten der Wärmemenge üblich ist; sie unterscheidet sich von der Netto-Verdampfungsziffer nur durch die Konstante 640.

Gegen die Angabe der Netto-Verdampfung ist nämlich einzuwenden, daß sie eine praktisch gar nicht existierende Zahl ermittelt und angibt. Wenn (z. B. in Zuckerfabriken) die Speisewassertemperatur 100° beträgt, die Dampftemperatur 300°, die Temperatur des Kesselinhaltes (bei 12 at Überdruck) 191°, so will man durch die einfache Proportionalität der Formeln (5) und (4a) auf 0° Speisewasser-, 100° Dampf- und Kesseltemperatur umrechnen. Das ist irreführend. Solche Umrechnungen dürfen nur in ganz engen Grenzen gemacht werden. In dem angenommenen Normalbetrieb des Kessels sind die Temperaturunter-

Digitized by Google

schiede zwischen Kessel und Feuergasen so andere, daß die wirkliche Verdampfung größer werden würde, als die Formeln (5) und (4a) angeben, wenn man Wasser von 0° in Dampf von 100° verwandelte. Um solche irreführende Umrechnung zu vermeiden, wolle man die Nettowerte vermeiden und an ihrer Stelle die Ausdrücke (3) und (6) verwenden. — Besonders unklar wird übrigens die Umrechnung auf Netto-Verdampfung, wenn der Kessel mit Überhitzung arbeitet. Die Verdampfung selbst wird nur im Kesselkörper geleistet; in die Umrechnung aber geht die Überhitzerleistung ein, weil die Überhitzungstemperatur den Wärmeinhalt beeinflußt.

Die einfache Verdampfungsziffer (4) begegnet diesen Einwendungen nicht, weil sie rein betriebsmäßig die verbrauchten Mengen vergleicht. Aber sie ist kein reiner Maßstab für die Güte des Kessels, weil je nach der Temperatur von Speisewasser und Dampf und je nach dem Heizwert der Kohle an demselben Kessel sehr verschiedene Verdampfungsziffern erzielt werden.

Zum Schluß sei darauf hingewiesen, daß im Gegensatz zu diesen Ausführungen die Normen von 1899 vorschreiben: „Die Verdampfung durch 1 kg ursprünglichen Brennstoff und die Verdampfung auf 1 qm Heizfläche sind auf Wasser von 0° und gesättigten Dampf von 100° (637 WE[1])) berechnet anzugeben."

**25. Abmessungen und Beanspruchung der Kesselteile.** Die vorstehend definierten Angaben sollen die Wirtschaftlichkeit der Dampferzeugung eines Kessels erkennen lassen. Die folgenden wollen ein Maß dafür abgeben, ob der Kessel im ganzen und in seinen Teilen stark oder schwach beansprucht war. Da mit der Beanspruchung, beim Kessel wie bei allen Maschinen, die Wirtschaftlichkeit sich ändert, so ist die Beanspruchung stets anzugeben. Außerdem ist die Angabe der Beanspruchung wichtig, um beurteilen zu können, wie weit die Kesselleistung noch steigerungsfähig ist.

Ist $H$ m² die Heizfläche des Kessels, $D$ kg/st die verdampfte Wassermenge, so bezeichnet man als *Beanspruchung der Heizfläche* die Größe

$$h = \frac{D}{H} \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{st}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (7)$$

Als *Heizfläche des Kessels* $H$ m² bezeichnet man die von Feuergasen berührte Kesselwandung, auf der Feuerseite gemessen, die im Großkesselbau auf der anderen Seite von Wasser berührt sein muß; man kann sie der Genehmigungsurkunde oder dem Revisionsbuch entnehmen und muß die Angabe nach Bedarf nachprüfen.

Die Heizfläche des Kessels wird auf der Feuerseite gemessen, weil der Übergang der Wärme von Gasen an Metall viel schwerer vonstatten geht als der von Metall an Wasser, zumal an siedendes mit lebhafter Konvektion. Die Rauchgasseite ist also hauptsächlich maßgebend für den Wärmeübergang.

---

[1]) Nach jetziger Kenntnis in 640 kcal zu verwandeln.

Digitized by Google

Bei den *Kleinkesseln* (Gliederkessel der Heizungsindustrie) kommen feuerberührte Wandungen oberhalb des Wasserspiegels vor: die Feuerzüge gehen entsprechend hoch hinauf. Wegen der Wallungen der Oberfläche werden diese Wandungsteile auch vom Wasser bespült, sie bilden deshalb einen, sogar sehr wirksamen Teil der Heizfläche. Man pflegt sie in neuerer Zeit für die Berechnung der Belastung in die Heizfläche einzurechnen. Ihre Größe wechselt mit dem Wasserstand, sie sollte während des Versuches festgestellt und besonders angegeben werden.

Die (ebenfalls auf der Feuerseite zu messende) *Heizfläche des Überhitzers* ist auch besonders anzugeben. Für die Verdampfung bleibt sie natürlich außer Ansatz.

Die zur Anwärmung des Speisewassers auf Siedetemperatur und zur Verdampfung nötige Wärmemenge muß die Heizfläche passieren; die durch 1 m² der Heizfläche gehende Wärmemenge ist demnach durch den Quotienten aus Dampfmenge und Heizfläche näherungsweise bestimmt — nicht genau, weil noch die Anwärmung des gespeisten Wassers auf Siedetemperatur in Betracht kommt. Man kann die Beanspruchung auch im Wärmemaß angeben: die von 1 m² Heizfläche übertragene Wärmemenge wäre bei Erzeugung gesättigten Dampfes

$$\frac{D \cdot (i_d - i_w)}{H} \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{st}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (7a)$$

Bei Erzeugung überhitzten Dampfes hätte man sowohl die Wärmeübertragung als auch die Heizfläche für Kesselkörper und für Überhitzer zu vereinzeln und den Quotienten für jede einzeln anzugeben.

Die Rostfläche $R$ m² läßt sich durch Ausmessen ermitteln oder auch den Kesselpapieren entnehmen. Die *Beanspruchung der Rostfläche* ist

$$r = \frac{B}{R} \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{st}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

wenn im ganzen $B$ kg/st Brennstoff verbrannt sind. Im allgemeinen wird mit einer hohen Heizflächen- auch eine hohe Rostbeanspruchung einhergehen.

Bei der Ausmessung der *Rostfläche* wird man nicht immer ohne einige Willkür auskommen — wie weit an den Kanten der Rost als solcher zu rechnen sei. Sicherer läßt sich — bei wagerechten Rosten — angeben, was die *freie Rostfläche* sei; man ermittelt sie durch Ausmessen des der Luft in der Rostfläche zur Verfügung stehenden Durchtrittsquerschnittes.

**26. Wärmeinhalt von Dampf.** In § 24 wurde mit der Wärmemenge $Q_1$ kcal/kg gerechnet, die 1 kg gespeistes Wasser bei der Umwandlung in überhitzten Dampf aufnimmt. Es war dies der *Wärmemehrinhalt des Dampfes gegenüber dem Wasser* $Q_1 = i_d - i_w$. In einem *Beispiel für die Benutzung der Dampftabellen* möge dieser Wert ermittelt werden. Die Speisewassertemperatur sei $t_w = 37{,}7°$ C gemessen. Der Dampf verlasse den Überhitzer mit 11,49 at Überdruck und 313° Temperatur.

Nun ist der absolute Druck durch Zuzählen des Barometerstandes (751 mm QuS = 751 : 735 = 1,02 at) zu finden, er ist rund $p_1 = 12{,}5$ at.



Digitized by Google

Für die Berechnung des Wärmeinhaltes $i_d$ von 1 kg Dampf dient die Formel (Hütte, 22. Aufl., I, S. 422)

$$i_d = 594{,}7_s + 0{,}477\, t_d - \Im\, p_1 \quad \ldots \ldots \quad (9)$$

Die Funktion $\Im$ ist formelmäßig gegeben, wird aber einfacher der Dampftabelle, Tafel V, Hütte S. 420, entnommen: zu $t_d = 313°$ gehört $\Im = 0{,}57$. Nun rechnen wir

$$\begin{aligned} & & 594{,}7 \\ 0{,}477 \cdot 313 & = & 149{,}2 \\ & \Sigma = & 743{,}9 \\ 0{,}57 \cdot 12{,}5 & = & 7{,}2 \\ & i_d = & 736{,}7 \text{ kcal.} \end{aligned}$$

Es sind also 736,7 kcal aufzuwenden, um 1 kg Wasser von 0° Temperatur in überhitzten Dampf vom Zustande 12,5 at, 313° zu verwandeln. Das verwendete Wasser hatte 37,7° Temperatur, also auch 37,7 kcal/kg Wärmeinhalt. Von letzterer Zahl kann man sich auch in der Dampftabelle, Tafel IV (Hütte S. 419) überzeugen, die in Spalte 2 den Wärmeinhalt der Flüssigkeit, d. h. des flüssigen Wassers als abhängig von der Temperatur angibt und erkennen läßt, daß erst über 40° hinaus Unterschiede im numerischen Wert des Wärmeinhaltes und der Temperatur bestehen; bei 100° oder gar höherer Temperatur werden die Abweichungen immerhin merklich (bei 100°: $i_w = 100{,}5$ kcal, bei 150°: $i_w = 151{,}6$ kcal). Für unseren Fall aber ist die Wärmeaufnahme von je 1 kg verdampftem Wasser

$$i_d - i_w = 736{,}7 - 37{,}7 = 699{,}0 \text{ kcal/kg}.$$

Ein zweites Beispiel soll die gleiche Rechnung für den *Fall gesättigten Dampfes* zeigen. Wieder sei $t_w = 37{,}7°$ C, der Kesseldruck wieder 11,49 at Überdruck gemessen. Einer Messung der Dampftemperatur bedarf es bei gesättigtem Dampf nicht. Wir entnehmen ohne weiteres der Dampftabelle, Tafel II, Hütte S. 417, daß gesättigter Dampf von 11,49 + 1,02 = 12,5 at absolutem Druck eine Temperatur $t_s = 188{,}8°$ C hat.

Nach der gleichen Tafel, Spalte 4, interpolieren wir ohne weiteres den

| | |
|---|---|
| Wärmeinhalt des gesättigten Dampfes . . | $i_d = 668{,}5$ kcal |
| Das Speisewasser enthielt . . . . . | $i_w = 37.7$ „ |
| Also ist . . . . . | $i_d - i_w = 630{,}8$ kcal |

die aufzuwendende Wärmemenge, um 1 kg Wasser von 37,7° C in trocken gesättigten Dampf von 12,5 at abs zu verwandeln.

Die Voraussetzung trockener Sättigung trifft meist nicht zu; der Kessel wird Feuchtigkeit mitreißen lassen; die Feuchtigkeit des Dampfes aber ist mit in dem als Speisewasser gemessenen Dampf enthalten. Selten ist es möglich, die Dampffeuchtigkeit zuverlässig zu messen (Techn. Mess. § 108). Sei sie zu 2% gemessen oder geschätzt, so wäre also nur 0,98 von 1 kg gemessenen Dampfes (gespeisten Wassers) mit dem

Digitized by Google

Wärmeinhalt des trockenen Dampfes anzusetzen, der Rest 0,02 mit dem Wärmeinhalt des Wassers im Siedezustand bei gleichem Druck von 12,5 at abs. Dampftafel II gibt diesen Wärmeinhalt der Flüssigkeit zu 191,8 kcal an. Nun berechnet sich

| | | |
|---|---|---|
| Anteil des Dampfgehaltes | $0{,}98 \cdot 668{,}5 =$ | 655,1 kcal |
| Anteil der Feuchtigkeit | $0{,}02 \cdot 191{,}8 =$ | 3,8 „ |
| Wärmeinhalt des feuchten Dampfes | $i_d =$ | 658,9 kcal |
| Das Speisewasser enthielt . . . . | $i_w =$ | 37,7 „ |
| | $i_d - i_w =$ | 621,2 kcal. |

Die letztgenannten Rechnungen für Erzeugung gesättigten Dampfes gelten also für Kessel ohne Überhitzer. Sie lassen aber auch bei Kesseln mit Überhitzer den *Anteil des Kesselkörpers und des Überhitzers* an der Wärmeausnutzung vereinzeln: der Kesselkörper erzeugt (naß oder trocken) gesättigten Dampf, der Überhitzer trocknet und überhitzt ihn. Wir erhalten folgendes Schema für den Fall, daß der Kesselkörper trocken gesättigten Dampf liefert:

| Wärmeinhalt: | | Wärmeaufwand: |
|---|---|---|
| des gespeisten Wassers . | 37,7 kcal/kg | 154,1 kcal/kg zum Erwärmen d. Wassers |
| des siedenden Wassers . | 191,8 „ | 476,7 „ zum Bilden des Dampfes |
| des gesättigten Dampfes | 668,5 „ | 630,8 kcal/kg im Kesselkörper nutzbar |
| des überhitzten Dampfes | 736,7 „ | 68,2 „ zum Überhitzen, im Überhitzer nutzbar |
| | | 699,0 kcal/kg insgesamt nutzbar. |

Die Überhitzerleistung ist also $\frac{68{,}2}{699{,}0} \cdot 100 = 9{,}76\%$ der gesamten. Da zum Überhitzen des Dampfes um $313 - 188{,}8 = 124°$ eine Wärmemenge von 68,2 kcal/kg verbraucht wurde, so errechnet sich die mittlere spezifische Wärme des überhitzten Dampfes zu $c_p = 0{,}55$ kcal/kg · °C. Dieselbe ist stark vom Druck und von der Temperatur abhängig.

Ist der Dampf nicht ganz trocken, sondern z. B. 2% naß — was man aber wie gesagt nie genau feststellen kann —, so wird die Leistung des Kesselkörpers kaum, die des Überhitzers erheblich anders ausfallen, nämlich:

| Wärmeinhalt: | | Wärmeaufwand: |
|---|---|---|
| Des gespeisten Wassers. | 37,7 kcal/kg | 154,1 kcal/kg zum Erwärmen d. Wassers |
| Des siedenden Wassers . | 191,8 „ | 467,1 „ zum Bilden des Dampfes $= 0{,}98 \cdot 476{,}7$ |
| Des nassen Dampfes . . | 658,9 „ | 621,2 kcal/kg im Kesselkörper nutzbar |
| | | 9,6 kcal/kg zum Trocknen $= 476{,}7 - 467{,}1$ |
| | | 68,2 kcal/kg zum Überhitzen |
| Des überhitzten Dampfes | 736,7 „ | 77,8 kcal/kg zum Überhitzen des Dampfes im Überhitzer nutzbar |
| | | 699,0 kcal/kg insgesamt nutzbar. |



Digitized by Google

Die Überhitzerleistung ist $\frac{77{,}8}{699{,}0} \cdot 100 = 11{,}1\,\%$ der gesamten, das heißt sie berechnet sich 13,7% höher als unter der Annahme trockenen Dampfes. Die wirkliche Leistung eines Überhitzers ist also nur sehr ungenau festzustellen.

**27. Zahlenbeispiel eines Verdampfungsversuches.** Es wurde in genau 4 st eine Kohlenmenge von 1069 kg verfeuert, es wurden also 1069 : 4 = 267 kg/st Kohle aufgewendet. Der Heizwert der Kohle wurde an einer Probe zu 7040 kcal/kg ermittelt. Also ist die in Form von Kohle zugeführte Wärmemenge

$$Q_1 = 267 \text{ kg/st} \cdot 7040 \text{ kcal/kg} = 1\,880\,000 \text{ kcal/st}.$$

Es wurde andererseits in 4 st 2 m 20 sek = 4,04 st eine Wassermenge von 7393 kg verdampft; das ist eine Verdampfung von 7393 : 4,04 = 1831 kg/st. Das Speisewasser hatte im Mittel der Ablesungen 37,7° C Temperatur, der Kesseldruck war 12,49 at ÜD und die Überhitzungstemperatur 313° C. Für diese Verhältnisse war schon (§ 26) die gesamte Wärmeaufwendung zu 699,0 kcal für 1 kg verdampftes Wasser berechnet worden. Daher ist die durch Verdampfung nutzbar werdende Wärmemenge

$$1831 \text{ kg/st} \cdot 699{,}0 \text{ kcal/kg} = 1\,280\,000 \text{ kcal/st}.$$

Nun wird der Wirkungsgrad des Dampfkessels einschließlich des Überhitzers

$$\frac{1\,280\,000}{1\,880\,000} = 0{,}681 \equiv 68{,}1\,\%.$$

Die Verdampfungsziffer ergibt sich zu

$$\frac{1831}{267} = 6{,}86.$$

Der Kessel hat eine 6,86fache Verdampfung.

Die Verdampfung von 1831 kg/st war erhalten worden, als dem Kilogramm Wasser 699,0 kcal. zugeführt worden waren. Bezogen auf 640 kcal normaler Wärmezuführung wäre geworden:

$$\text{die Netto-Verdampfung } 1831 \cdot \frac{699}{640} = 2000 \frac{\text{kg}}{\text{st}},$$

$$\text{die Netto-Verdampfungsziffer } \frac{2000}{267} = 7{,}49.$$

Die Inkonsequenz darin, daß die Wärmeleistung von 699,0 kcal/kg in Kessel und Überhitzer geleistet wurde, während die Verdampfung der 1831 kg nur im Kessel stattfindet, ist dieselbe wie die auf S. 64 oben erwähnte. Für den Kessel allein wäre die Wärmezufuhr mit 630,8 kcal/kg anzusetzen (S. 67). Für ihn allein wäre (in nicht üblicher Angabe):

$$\text{die Netto-Verdampfung } 1831 \cdot \frac{630{,}8}{640} = 1805 \frac{\text{kg}}{\text{st}},$$

$$\text{die Netto-Verdampfungsziffer } \frac{1805}{267} = 6{,}76.$$

Der Kessel hat eine Heizfläche von 64,6 m². Die Belastung ist

$$\frac{1831 \text{ kg/st Dampf}}{64{,}6 \text{ m}^2 \text{ Heizfläche}} = 28{,}4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{st}}.$$

Digitized by Google

Wenn man jedoch, der Vorschrift der Normen (Punkt 14) entsprechend, die Belastung auf die Netto-Verdampfung bezieht, so wird die Heizflächenbelastung:

$$\frac{2000 \text{ kg/st Dampf}}{64{,}6 \text{ m}^2 \text{ Heizfläche}} = 31{,}0 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{st}}$$

oder, die Umrechnung auf Netto-Verdampfung nur auf die Leistung des Kesselkörpers beziehend:

$$\frac{1805 \text{ kg/st Dampf}}{64{,}6 \text{ m}^2 \text{ Heizfläche}} = 27{,}9 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{st}}.$$

Die Belastung der Heizfläche ist für einen Zweiflammrohr-Kessel hoch, normal ist etwa 20 bis 24 kg/m².

Auch die auf 1 m² Rostfläche verbrannte Kohlenmenge ist zur Beurteilung dienlich, sie ist die Rostbelastung. Bei einer Rostfläche von 0,95 m² in jedem Flammrohr, im ganzen 1,90 m² wird die Rostbelastung

$$\frac{267 \text{ kg/st Kohle}}{1{,}90 \text{ m}^2 \text{ Rost}} = 140{,}5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{st}}.$$

Sie ist natürlich auch hoch, normal sind 120 bis 125 kg/m² · st.

Von den 699,0 insgesamt auf 1 kg Wasser verwendeter Kalorien werden nach dem in § 26 gegebenen Schema 68,2 auf die Überhitzung, die restlichen 630,8 kcal auf die Verdampfung geleistet. Letztere leistet der Kesselkörper, erstere der Überhitzer. Die *Leistung des Kesselkörpers* ist also $N' \leqq 630{,}8 \cdot 1831 = 1\,154\,000$ kcal/st; das sind 1 154 000 : 64,6 = 18 000 kcal/m² · st oder 90,2% der Gesamtleistung. Die *Leistung der Überhitzerheizfläche* wird $N'' \geqq 68{,}2 \cdot 1831 = 125\,000$ kcal/st; das sind 125 000 : 20,0 = 6250 kcal/m² · st, oder 9,8% der Gesamtleistung. Durch die Zeichen > und < soll dem Umstande Rechnung getragen werden, daß ein Teil der Leistung statt im Kesselkörper im Überhitzer geleistet worden ist, da der Kesselkörper sicher nassen Dampf geliefert hat.

Das *Originalprotokoll* des Versuches, dem diese Ergebnisse entstammen, hatte ausgesehen wie Tabelle 5; die Auswertung ist gleich unterhalb der Ablesungswerte vorgenommen. Es empfiehlt sich, solche nachträglichen Eintragungen von den während des Versuches vorgenommenen Aufschreibungen zu unterscheiden, z. B. mit Tinte zu machen, wenn man beim Versuch mit Blei schrieb. Tinte und noch mehr Tintenstift geben beim Versuch zum Verlöschen Anlaß und empfehlen sich nicht. In unseren Tabellen sind die *nachträglichen Eintragungen* durch *Kursivschrift* gekennzeichnet.

Da die Einzelheiten der Ablesungen späterhin wenig interessieren, so erstattet man den formellen *Versuchsbericht* etwa nach Angabe von Tabelle 6.

Man trägt, zweckmäßig schon während des Versuches, die Ergebnisse der Kohlen- und der Wassermessung so auf, wie Fig. 15 es andeutet. Man verwendet dazu am besten Stundenpapier, das im wagerechten Sinne für Stunden passend (6- oder 12teilig) geteilt ist, im senkrechten Sinne eine Millimeterteilung hat. Aufgetragen werden zu jeder Abschlußzeit die insgesamt bis dahin gemessenen Mengen (die Integralwerte). Für die Wassermessung kann man sogleich die Linie 1808 kg/st eintragen, die der in Tabelle 6 vorausgesetzten Gewährleistung

Digitized by Google

Tabelle 5. Verdampfungsversuch (Versuch *J*) am Zweiflammrohrkessel Nr. X, Erzeugnis: Paucksch. Herstellungsjahr 1904.

Heizfläche des Kessels 64,6 m², des Überhitzers 20,0 m², Rostfläche 2 × 0,95 = 1,90 m².
Tag des Versuchs: 8. März 1912. Barometerstand 750 mm QuS. Temperatur im Kesselhaus: vor dem Kessel 20°, hinter dem Kessel 30°.
Der Kessel ist seit 2 h 0 im Betrieb, vorher unbelastet unter Druck.
Wasserstand im Kessel am Versuchsbeginn, bei den Zwischenabschlüssen und am Ende:
120 mm über der Mutter des rechten Wasserstandglases, 123 mm über der Mutter des linken Wasserstandglases.

| Zeit | Diff. min | Kohlenwage: Stand kg | Diff. kg | Summe kg | Zeit des Durchdampfens | Diff. min | Wasserwägung: Stände kg | Summe kg | stündl. kg/st | Beginn des Speisens | Dauer des Speisens min | Stand der Speisepumpe Uml. | Speisewassertemperatur °C | Zeit | Druck des Dampfes at | Temp. des Dampfes °C | Rauchschieber geöffnet cm | Zugstärke am Fuchs mm WS. |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 2 · 45 | | 850 | | | 2 · 45 · 0 | | | | | 2 · 50 | 3 · 0 | 4187 | 36 | | | | | |
| | 30 | | 151 | | 2 · 54 · 0 | | 1008 – 70 = 938 | | | 3 · 0 | 3 · 15 | 4487 | 36 | 8 · 0 | 11,7 | 301 | 20 | 12,1 |
| 8 · 15 | | 699 | | | 3 · 4 · 50 | | | | | 3 · 10 | 3 · 5 | 4708 | 36 | | | | | |
| | 30 | | 152 | | 3 · 14 · 30 | | | | | 3 · 20 | 3 · 10 | 4907 | 39 | | | | | |
| 8 · 45 | | 547 | | 289 | 3 · 24 · 30 | | 1018 – 82 = 981 | | | 3 · 30 | 3 · 15 | 5233 | 39 | 8 · 25 | 11,5 | 298 | 22 | 14,0 |
| | 30 | | 137 | | 3 · 35 · 0 | | | | | 3 · 40 | 3 · 12 | 5509 | 39 | | | | | |
| 4 · 15 | | 410 | | | 3 · 46 · 55 | 59,5 | | 1822 | 1888 | 3 · 50 | 3 · 0 | 5780 | 44 | 8 · 50 | 11,7 | 301 | 20 | 11,8 |
| | 30 | | 136 | | 3 · 58 · 25 | | 1005 – 164 = 841 | | | 4 · 0 | 2 · 30 | 6065 | 44 | | | | | |
| 4 · 45 | | 274 / 831 [1] | | 278 | 4 · 5 · 25 | | | | | 4 · 8 | 2 · 45 | 6242 | 44 | | | | | |
| | 30 | | 142 | | 4 · 14 · 0 | | | | | 4 · 18 | 3 · 0 | 6475 | 39 | 4 · 15 | 11,6 | 300 | 20 | 11,5 |
| 5 · 15 | | 689 | | | 4 · 24 · 40 | | 1011 – 41 = 970 | | | 4 · 28 | 3 · 5 | 6784 | 39 | | | | | |
| | 40 | | 4 3 · 147 | 269 | 4 · 34 · 30 | 60,5 | | 1841 | 1826 | 4 · 38 | 3 · 15 | 6998 | 39 | 4 · 40 | 11,3 | 317 | 28 | 15,6 |
| 5 · 55 | | 498 | 2 3 · 109 | | 4 · 46 · 50 | | 1012 – 141 = 871 | | | 4 · 48 | 2 · 30 | 7276 | 38 | | | | | |
| | 20 | | | | 4 · 55 · 10 | | | | | 4 · 58 | 3 · 0 | 7483 | 38 | | | | | |
| 6 · 15 | | 420 | | | 5 · 4 · 40 | | | | | 5 · 8 | 3 · 0 | 7786 | 36 | 5 · 5 | 11,6 | 295 | 19 | 11,6 |
| | 30 | | 81 | | 5 · 14 · 30 | | | | | 5 · 18 | 3 · 10 | 7990 | 38 | | | | | |
| 6 · 45 | | 339 | 59 | 233 | 5 · 24 · 40 | | 1014 – 55 = 959 | | | 5 · 28 | 3 · 10 | 8248 | 38 | 5 · 30 | 10,8 | 310 | 32 | 17,0 |
| | 30 | 280 / 519 [1] | 152 | | 5 · 36 · 0 | 61,5 | | 1870 | 1825 | 5 · 38 | 3 · 0 | 8516 | 38 | | | | | |
| 7 · 15 | | 426 | 98 | | 5 · 46 · 20 | | | | | 5 · 48 | 2 · 30 | 8779 | 36 | 5 · 55 | 11,5 | 325 | 38 | 22,9 |
| | | | | | 5 · 54 · 40 | | 1011 – 100 = 911 | | | 5 · 58 | 3 · 0 | 8996 | 36 | | | | | |
| | | | | | 6 · 5 · 20 | | | | | 6 · 8 | 3 · 0 | 9264 | 36 | 6 · 20 | 11,8 | 318 | 28 | 17,5 |
| | | | | | 6 · 16 · 0 | | | | | 6 · 18 | 3 · 15 | 9526 | 40 | | | | | |
| | | | | | 6 · 26 · 50 | | 1018 – 104 = 909 | | | 6 · 28 | 2 · 30 | 9903 | 40 | | | | | |
| | | | | | 6 · 34 · 30 | 60,8 | | 1860 | 1885 | 6 · 38 | 3 · 0 | 0018 | 40 | 6 · 45 | 11,5 | 320 | 28 | 17,1 |
| | | | | | 6 · 44 · 10 | | | | | 6 · 48 | 3 · 15 | 0275 | 35 | | | | | |
| | | | | | 6 · 54 · 50 | | 1012 – 61 = 951 | | | 6 · 58 | 3 · 10 | 0564 | 35 | 7 · 10 | 11,6 | 320 | 34 | 20,6 |
| | | | | | 7 · 7 · 30 | | | | | 7 · 8 | 2 · 30 | 0842 | 35 | | | | | |
| | | | | | 7 · 16 · 50 | | | | | | | 1054 | | | | | | |
| *3 · 15 bis 7 · 15 = 4,0 st* | | | | *Σ = 1069* | *3 · 14 · 30 bis 7 · 16 · 50 = 4,04 st* | | | | *Σ = 7393* | | | | | | | | | |
| *1069 : 4,0 = 267 kg/st* | | | | | *7393 : 4,04 = 1831 kg/st* | | | | | | | | | | | | | |
| *267 : 1,90 = 140,5 kg/m² · st* | | | | | *1831 : 64,6 = 28,4 kg/m² · st* | | | | | | | | | | | | | |
| *267 × 7040 kcal. Heizwert = 1 880 000 kcal/st* | | | | | *1831 × 699,0 kcal/kg = 1 280 000 kcal/st* | | | | | | | | | | | | | |
| *Spaltensumme* . . . . . | | | | | | | | | | | | | *906* | | *114,9* | *3104* | *264* | *155,5* |
| *Anzahl der Ablesungen* | | | | | | | | | | | | | *24* | | *10* | *10* | *10* | *10* |
| *Mittelwert* . . . . . | | | | | | | | | | | | | *37,7* | | *11,49* | *310* | *26,4* | *15,5* |
| | | | | | | | | | | | | | | | *abs.* | *+3° FK* | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | *12,51* | *= 313°* | | |

*Wirkungsgrad* $\eta = \frac{1\,280\,000}{1\,880\,000} = 0{,}681$

*Wärmeinhalt* $i_d = 594{,}7 + 0{,}477 \cdot 313 - 0{,}57 \cdot 12{,}5 = 736{,}7$ *kcal/kg*

$i_w = 37{,}7$

$\Delta i = 699{,}0$ *kcal/kg*

[1] Neuer Wagen

Digitized by Google

Tabelle 6.

Bericht über einen Verdampfungsversuch
ausgeführt an dem Zweiflammrohrkessel Erzeugnis Paucksch Nr. X
am 8. März 1912 nachmittags. (Versuch *J*.)

Heizfläche des Kessels . . 64,6 m²,
„ „ Überhitzers 20,0 m²,
Rostfläche . . 2 × 0,95 = 1,90 m².

Gesamtrauminhalt des Kesselkörpers 20,9 m³,
davon durchschnittlich beim Versuch wassergefüllt 14,2 m³,
Dampfraum 6,7 m³.

Wasseroberfläche beim Versuch durchschnittlich 17,5 m².
Barometerstand am Versuchstag 750 mm QuS.
Temperatur im Kesselhaus:
vor den Kesseln 20° (Temperatur der angesaugten Verbrennungsluft),
hinter den Kesseln 30° (Temperatur der Thermo-Galvanometer).

Der Kessel war seit $2^h$ 0 im Betrieb, vorher unbelastet unter Druck. Letzte Reinigung beendet am 20. Februar 1912.

Ergebnisse: Von $3^h$ 15 bis $7^h$ 15, in 4,0 st, wurden 1069 kg Kohle verfeuert. Kohlenverbrauch 267 kg/st.

Von $3^h$ $14^m$ $30^s$ bis $7^h$ $16^m$ $50^s$, in 4,04 st, wurden 7393 kg Wasser verdampft. Dampferzeugung 1831 kg/st.

Verdampfungsziffer 6,86fach.

Beanspruchung der Heizfläche 28,4 kg/m² · st, der Rostfläche 140,5 kg/m² · st.

Die auf der Kesselseite des Rauchschiebers gemessene Zugstärke betrug im Mittel 15,5 mm WS.

Der erzeugte Dampf hatte im Mittel 11,49 at Überdruck = 12,5 at abs und hatte 313° Überhitzungstemperatur. Wärmeinhalt 736,7 kcal/kg. Das verwendete Speisewasser hatte im Mittel 37,7° C. Wärmeaufwand zur Erzeugung von 1 kg Dampf 699,0 kcal.

Der untere Heizwert der verwendeten Steinkohle (oberschlesische, Grube König) war 7040 kcal/kg.

Der Wirkungsgrad des Kessels berechnet sich zu

$$\eta = \frac{1831 \cdot 699{,}0}{267 \cdot 7040} = 0{,}681 \text{ oder } 68{,}1\% .$$

Die nachzuprüfende Gewährleistung sagte einen Wirkungsgrad von 70% bei 28 kg Belastung der Heizfläche zu, bei Verwendung eines Speisewassers von 40° C und bei einem Dampfdruck von 12 at Überdruck und einer Überhitzungstemperatur von 300° C. Die Bedingungen sind befriedigend erfüllt. Die gemessene Zahl des Wirkungsgrades ist $\frac{(70 - 68{,}1) \cdot 100}{70} = 2{,}7\%$ ungünstiger als die zugesagte, das ist nicht mehr als 5%.

Da vereinbarungsgemäß die Untersuchung nach Maßgabe der Normen des Vereins Deutscher Ingenieure zu erfolgen hatte, so ist die gegebene Gewährleistung als erfüllt zu bezeichnen.

Ort, Tag, Unterschrift.

(28 kg/m² · st Dampferzeugung auf 64,6 m² Heizfläche) entspricht. Man erkennt dann schon während des Versuches, daß die wirkliche Dampfabnahme zwar etwas höher, aber außerordentlich gleichmäßig ist; merkliche Meßfehler liegen offenbar nicht vor. Für die Kohle legen wir eine den ersten Versuchspunkten entsprechende ansteigende Gerade durch den Anfangspunkt der Messungen und erkennen aus den Ab-

Digitized by Google

weichungen der weiteren Punkte bequem, wie gleichmäßig sich die Kohlenmessung gestaltet. Unregelmäßigkeiten in den Abschlußzeiten (5 h 55 statt 5 h 45) stören nicht.

Kurz nach 6 Uhr findet sich in der Kohlenkurve eine Biegung, der keine ebensolche in der Verdampfung entspricht. Während man aus der Gleichmäßigkeit der ersten Versuchspunkte auf eine sehr große Genauigkeit der Kohlenmessung hätte schließen dürfen, läßt diese Biegung doch auf eine erhebliche Unregelmäßigkeit in derselben schließen.

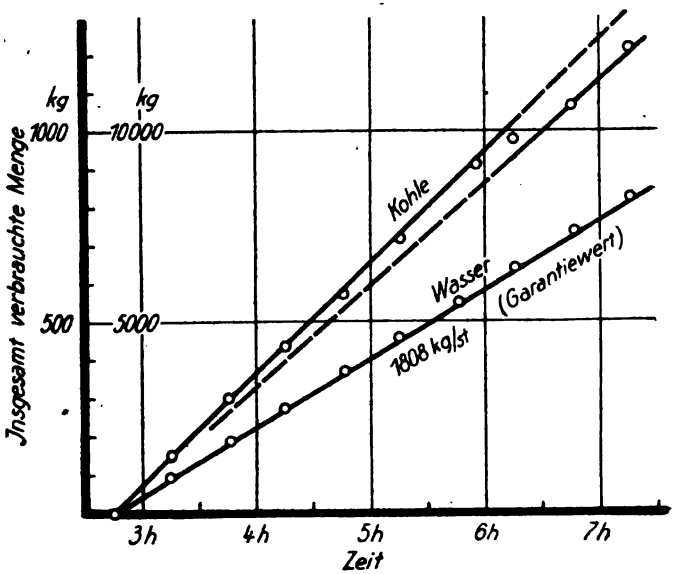



Fig. 15. Ansteigen der Brennstoff- und Wasseraufnahme während eines Verdampfungsversuches.

**28. Gewährleistungen, Umrechnungen.** Die Gewährleistung bei einer Kessellieferung pflegt etwa wie folgt zu lauten:

„Es wird gewährleistet, daß der Kessel bei Erzeugung von stündlich 28 kg Dampf von 12 at Überdruck und 300° Temperatur auf 1 m² Heizfläche aus Speisewasser von 40° C einen Wirkungsgrad von 70% hat, bei Verwendung einer Steinkohle von mindestens 7000 kcal Heizwert und nicht mehr als 4% Schlackengehalt. Der Kessel wird außerdem eine Verdampfung von stündlich 32 kg auf 1 m² Heizfläche zulassen, bei Verwendung der gleichen Kohle und unter Voraussetzung eines Zuges von 20 mm WS, am Rauchschieber gemessen."

Über die Auslegung solcher Zusage ist folgendes zu sagen: Der zugesagte Wirkungsgrad gilt als erreicht, wenn die erreichte Zahl höchstens 5% ungünstiger ist als die zugesagte; 5% von 70 ist 3,5, der Wirkungsgrad muß also mindestens $70 - 3{,}5 = 66{,}5\%$ gemessen worden sein.

Die *Zusage* ist aber an eine Reihe von *Bedingungen* geknüpft, die teils den Lieferer, teils den Abnehmer belasten. Mangels anderer Abmachungen ist der Abnehmer dem Lieferer beweispflichtig, wenn er

Digitized by Google

behauptet, die Gewährleistung sei nicht erreicht; nur nach besonderer Abrede würde umgekehrt der Lieferer dem Abnehmer den Kessel vorzuführen haben, um zu zeigen, daß die Zusage erfüllt ist.

Daher hat — auch wenn, seinem Interesse entsprechend, der Lieferer einen Lehrheizer für den Betrieb stellt und manche Vorbereitungen treffen läßt — der Abnehmer dafür zu sorgen, daß eine Belastung von 28 kg hergestellt werden kann; es ist nicht immer leicht, eine große Dampfmenge stundenlang nutzbar zu machen, insbesondere auch, sie konstant abzunehmen. Die Normen lassen im allgemeinen Schwankungen bis $\pm 7^1/_2$ des Durchschnittswerts und gelegentlich solche bis zu 15% zu; in diesen Grenzen muß sich der Lieferer Schwankungen also gefallen lassen und doch den Wirkungsgrad einhalten; daß die Schwankungen in diesen Grenzen gehalten werden können, dafür hat der Abnehmer Sorge zu tragen. Allerdings heißt es vermittelnd in den Normen: „Sind größere Schwankungen aufgetreten, so soll der Versuch nur dann als gültig betrachtet werden, wenn das Durchschnittsergebnis dadurch nicht wesentlich beeinflußt wird."

Der erzeugte Dampf soll 12 at *Druck* und 300° C *Temperatur* haben. So wird die Garantie meist dann formuliert, wenn der Kessel 12 at „Betriebsdruck" hat, also auf diesen Wert das Sicherheitsventil eingestellt ist. Praktisch kann man dann den Druck immer nur etwa 0,5 at niedriger halten; sonst blasen merkliche Dampfmengen hie und da ab; das gibt Fehler, weil der abblasende Dampf nicht überhitzt wird. Der Druck sollte eigentlich hinter dem Überhitzer gemessen werden — wo er die Kesselanlage verläßt; das ist m. W. nicht üblich. — Zur Regelung der Dampftemperatur sind manchmal Stellvorrichtungen vorgesehen; dann kann man Überschreitungen vermeiden. Fehlen Stellvorrichtungen, so stellt sich die Dampftemperatur je nach der Belastung automatisch auf bestimmte Werte ein. Der Abnehmer darf erwarten, daß die zugesagte Temperatur mindestens erreicht wird. Zwar geben abweichende Messungen keinen Anlaß zu einer Berichtigung des gemessenen Wirkungsgrades, denn die Temperatur hat automatisch Einfluß auf die errechnete Zahl. Aber für den Maschinenbetrieb ist hohe Überhitzung wirtschaftlich günstiger. Insofern bedeutet die Angabe der Temperatur eine weitere Zusage, die der Lieferer dem Abnehmer gegeben hat. — Diese Bemerkung gilt auch vom Druck. Mit Dampf niederen Druckes wird ein Maschinenbetrieb ungünstiger arbeiten, auch nicht die volle Leistung ergeben. Obgleich nun ein Dampfkessel bei niederem Druck, also niederer Temperatur seines Inhaltes einen (wenig) günstigeren Wirkungsgrad hat, muß doch der Lieferer auf der Erreichung des zugesagten Druckes bestehen dürfen. Als ein für 12 at bestimmter Kessel vom Überwachungsverein eines Blechfehlers wegen nach kurzem Betriebe auf 8 at beschränkt wurde, machte der Kesselbesitzer den Lieferer mit Recht für mehr verbrauchte Kohlen verantwortlich; das gleiche geschah, als eine für Sattdampf von 5 at Druck gebaute Schiebermaschine mit Heißdampf von 10 at Druck nicht in Betrieb zu halten war, während doch der Lieferer dem Käufer (einem Laien) erklärt hatte, der Kessel passe in seinen Betrieb ohne weiteres

Digitized by Google

hinein (Reichsgerichtsentscheidung). Der Mehrverbrauch ist unter Benutzung des Entropiediagrammes zu finden. — Das Gesagte bezog sich auf Kessel für Maschinenbetrieb. Bei Kesseln für wärmetechnische Zwecke wird der Wirtschaftlichkeit wegen meist kein Wert auf Druck und Temperatur zu legen sein; aber viele Apparate lassen nur bei genügendem Druck die Höchstleistung erreichen, so der Wasserwärmer, dessen Eigenschaften in § 44 untersucht werden.

Eine falsche Speisewassertemperatur übt automatisch ihren Einfluß auf den errechneten Wirkungsgrad aus, und es werden kaum besondere Mißhelligkeiten für die Abnahme aus zu niedriger Speisewassertemperatur entstehen.

Das gleiche gilt theoretisch für die Kohle, von der besondere Eigenschaften *(Heizwert, Schlackengehalt)* ausbedungen werden. Wird für den Abnahmeversuch eine Kohle minderen Heizwertes verwendet, so wächst natürlich der Verbrauch, ebenso bei großem Schlackengehalt (der ja im Heizwert schon mit berücksichtigt ist); der Wirkungsgrad könnte wohl erhalten bleiben. Praktisch aber macht arme und schlakkende Kohle beim Verfeuern manche Schwierigkeit, teils weil mehr aufgegeben werden muß, teils weil öfter die Störung des Abschlackens eintritt. So gelingt es auch einem geschickten Heizer nicht, mit armer Kohle gleiche Höchstleistung zu erzielen wie mit guter. Die Forderung einer gewissen Kohle ist also eine Auflage, die der Lieferer dem Käufer des Kessels macht; dieser muß eine Kohle genügender Qualität beschaffen. — In bezug auf den Wirkungsgrad ist der Heizwert von geringem Einfluß, und eine arme aber schlackenfreie Kohle läßt oft besonders gute Wirkungsgrade erzielen.

Endlich ist noch eine Höchstleistung zugesagt. Die Verschärfung der neueren (Gasmaschinen-) Normen, wonach Höchstleistungen voll zu erreichen sind, gelten für Dampfkessel zurzeit noch nicht; auch diese Zusage wird also mit 5% Spielraum zu verstehen sein, und sie gilt als erfüllt, wenn wenigstens 30,4 kg erreicht werden. Die Bedingung, daß eine Kohle gewisser Mindestqualität gestellt werden müsse, ist für die Frage der Höchstleistung viel wichtiger als für den Nachweis des Wirkungsgrades; die erzielbare Höchstleistung wird stark vom Heizwert und von den sonstigen Eigenschaften der Kohle beeinflußt. — Daß die Zugstärke genüge, ist für Erreichung der Höchstleistung natürlich wesentlich. Für Beschaffung genügenden Zuges wird in der Regel der Käufer selbst zu sorgen haben. Man vergleiche hierzu die Darlegungen in § 8. —

In selteneren Fällen heutzutage wird die *Gewährleistung auf die Verdampfungsziffer* statt auf den Wirkungsgrad *gestellt.* Diese Form hat nur Sinn, wenn Qualität der Kohle, des Speisewassers und des Dampfes gegeben sind. Der Druck und die Temperatur des Dampfes und Speisewassers, der Heizwert der Kohle haben unmittelbaren Einfluß auf die Verdampfungsziffer. Wenn die vorgeschriebenen Werte dafür nicht innegehalten sind, so ist die Verdampfungsziffer proportional dem Heizwert der Kohle und umgekehrt proportional dem Zuwachs des Dampfes an Wärmeinhalt auf die Sollwerte umzurechnen. Bei mäßigen Abweichungen ist diese Umrechnung auch theoretisch unbe-

Digitized by Google

denklich. So wäre die auf den Sollzustand des Dampfes reduzierte Verdampfung bei dem Beispiel der Tab. 6, S. 71 wie folgt zu errechnen: Dampf von 13 at abs und 300° hat den Wärmeinhalt 729,7 kcal/kg, Speisewasser von 40° hat 40,0 kcal/kg. Die Umrechnung hat also auf einen Wärmezuwachs von 729,7 — 40,0 = 689,7 kcal zu erfolgen. Der wirkliche Wärmezuwachs war 699,0 kcal, dabei die Verdampfung 1831 kg/st. Also ist

$$\text{die reduzierte Verdampfung } 1831 \cdot \frac{699{,}0}{689{,}7} = 1856 \text{ kg/st},$$

$$\text{die reduzierte Verdampfungsziffer } \frac{1856}{267} = 6{,}96 .$$

Diese geringfügige Umrechnung wird unvermeidlich, wenn die Verdampfungsziffer garantiert ist. Ihr stehen wegen der Geringfügigkeit nicht die Bedenken entgegen, die wir früher gegen die Berechnung einer Nettoverdampfung mit der großen Umrechnung auf 0 und 100° geltend machten (§ 24).

**29. Genauigkeit der Versuche; Versuchsdauer.** Die Normen von 1899 schreiben vor: „Handelt es sich um die Ermittlung des Brennstoffverbrauches, so ist ein Versuch von mindestens 10 stündiger Dauer, handelt es sich um die Menge des erzeugten oder verbrauchten Dampfes, so ist ein Versuch von mindestens 8 stündiger Dauer zu machen. Eine kürzere Dauer — beim Brennstoffverbrauch von mindestens 8, beim Dampfverbrauch von mindestens 6 st — ist zulässig, wenn die zu untersuchende Anlage durchaus gleichmäßig beansprucht wird."

Dieser Vorschrift wird häufig aus vertraglichen Gründen einfach genügt werden müssen. Wo nur sachliche Gründe in Frage kommen, kann man oft mit Vorteil von ihr abweichen. In solcher Allgemeinheit ausgesprochen ist sie nicht immer sachgemäß. Es wird hier zunächst nur von Dampfkesseln gesprochen, während die Vorschrift wie die ganzen Normen 1899 sich auch auf Dampfmaschinen beziehen. Die folgenden Gesichtspunkte für die Bemessung der Versuchszeit lassen sich sinngemäß auf andere Maschinenart übertragen.

Allgemein hat man für die Abkürzung der Versuchsdauer die günstigsten Verhältnisse, wenn der betreffende Apparat vollständig gleichförmig belastet bleibt und sich im Beharrungszustand befindet. Ersteres ist eine äußere, letzteres eine innere Bedingung. Erstere verlangt eine gleichmäßige Dampfabnahme durch die Verbrauchsstelle, sie wird sich oft recht gut erfüllen lassen. Letztere setzt so lange vorgängige Betriebsdauer, auch schon bei der vorgeschriebenen Dampfabnahme, voraus, daß zeitliche Nachwirkungen nicht mehr nennenswert vorhanden sind, daß also beim Dampfkessel namentlich keine Wärmemengen mehr von den Baumassen gespeichert oder hergegeben werden; das wird um so länger dauern, je mehr Mauerwerk der Kessel hat. Als Beharrungszustand wird man es auch bezeichnen können, wenn beim Kessel das Speisen und das Beschicken periodisch erfolgt und dadurch Schwankungen im Zustand des Kessels eintreten, wenn aber — nach genügend langer Betriebsdauer — die Schwankungen durchaus periodisch und eine wie die andere verlaufen.

Digitized by Google

Sind beide Bedingungen ganz erfüllt, so ist die Versuchsdauer nach rein *meßtechnischen Gesichtspunkten* festzulegen. Man hat den Versuch so lange auszudehnen, bis man alles Erforderliche genügend genau, nach Bedarf mehrfach, hat messen können. Dabei wird man ihn jedenfalls über mehrere Beschickungs- und Speiseperioden ausdehnen müssen. Bei Untersuchung von Zentralheizungskesseln mit Füllfeuerung wird man also jedenfalls nicht mit der 10 stündigen Messung auskommen; allerdings sind die Normen wohl nicht für solche gemeint.

Alle Temperatur- und Zugmessungen sind schnell zu erledigen und sie bedingen daher die Versuchsdauer nicht. Anders steht es mit der Wasser- und namentlich der Kohlenmessung.

Bei der *Kohlenmessung* stellt man fest, was auf den Rost getan wird; maßgebend ist aber die verbrannte Kohlenmenge. Aufgegebene und verbrannte Kohlenmenge stimmen nur dann miteinander überein, wenn am Anfang und am Ende des Versuches sowie bei Zwischenablesungen gleichviel Kohle auf dem Rost liegt und wenn die Kohle in allen jenen Fällen gleichartig durchgebrannt war; denn zwischen frisch aufgeschütteter Kohle und durchgebranntem Koks ist ein starker Unterschied. Man muß es also beim Planrost so einrichten, daß am Anfang und bei den Abschlüssen dem Augenschein nach gleich hoch beschickt ist, und daß diese Beobachtungszeiten immer etwa gleich weit hinter der letzten Beschickung liegen.

Beim Abgleichen des Rostes ist man auf den Augenschein angewiesen, und das ist recht unsicher. Die Größe des möglichen Fehlers kann man angeben, wenn man überlegt, wie genau sich etwa die Schichthöhe auf einen bestimmten Wert einstellen läßt. Beim Planrost und bei Würfelkohle wird man mindestens darauf gefaßt sein müssen, sich in der Abschätzung der Rostbeschickung um 1 cm zu irren. Dann kann es kommen, daß der Rost am Versuchsschluß durchschnittlich 1 cm höher — oder weniger — mit Kohle bedeckt ist als am Anfang. In Kohlenmenge umgerechnet macht das auf 1 $m^2$ Rostfläche 0,01 $m^3$ Kohle aus, das ist bei einem Schichtgewicht der Kohle von 800 $kg/m^3$ eine Unsicherheit von $\pm$ 8 kg Kohle. Soll nun der Beobachtungsfehler bei der Kohlenmessung nicht mehr als 1% betragen, so muß man den Versuch so lange ausdehnen, bis 800 kg Kohle auf 1 $m^2$ Rostfläche verbrannt sind. Bei unserem Versuch (Tab. 7, S. 71) sind 140,5 $kg/m^2 \cdot st$ verbrannt worden, man hätte den Versuch also über 800 : 140,5 = 5,7 st ausdehnen sollen. Die anzuwendende Versuchszeit wächst also allgemein mit fallender Rostbelastung, mit steigenden Ansprüchen an die Genauigkeit und mit der Schwierigkeit, die Schichthöhe auf dem Rost richtig zu schätzen, z. B. also mit der Stückgröße.

Nun wird allerdings aus der Gleichmäßigkeit von Versuchsergebnissen in § 35 gefolgert werden können, daß die Messung auch bei kürzeren, selbst zweistündigen Abschlußzeiten schon wesentlich besser ausfällt, als hiernach zu erwarten ist; das heißt also, die Schätzung der Schichthöhe sei viel genauer gelungen als auf $\pm$ 1 cm Fehler; in diesem Sinne kann man auch die sehr regelmäßige Anordnung der Versuchspunkte in Fig. 15 deuten. Aber schon die unbegründete Schwankung

Digitized by Google

in dieser Figur nach 6 Uhr deutet an, daß man sich auf diese Genauigkeit nicht verlassen kann, daß sie in gewissem Grade Zufall und vielleicht Sache der persönlichen augenblicklichen Disposition ist. Auch ist 1 cm Höhenunterschied auf dem Rost sicher nicht viel. Man kann also wohl aussprechen, daß die Versuchsdauer nur dann kürzer sein dürfe, als zur Verbrennung von 800 kg auf 1 qm Rostfläche nötig, wenn besondere Gründe es zulässig erscheinen lassen.

Die *amerikanischen Regeln* von 1912 verlangen, daß mindestens 1220 kg auf 1 m² verbrannt worden sind.

Ganz ähnliche Betrachtungen über die erforderliche Versuchsdauer lassen sich im Anschluß an die *Wassermessung* anstellen.

Gemessen wird das in den Kessel gespeiste Wasser, man will das verdampfte kennen. Beide Mengen sind identisch, wenn am Versuchsbeginn und -schluß im Kessel gleiches Wassergewicht ist. Man muß also vor allem für gleiche Wasserstände am Anfang, bei Zwischenabschlüssen und am Ende sorgen.

Wegen der Schwankungen, die der Wasserstand in den Schaugläsern fortdauernd erleidet, ist der Stand schwerlich genauer als auf $\pm$ 3 mm zu ermitteln. Es ist also möglich, daß der Endstand vom Anfangsstand um 3 mm abweicht. Der hiernach mögliche Fehler ist für den Versuch Tabelle 5, S. 70 wie folgt abzuschätzen: Die Wasseroberfläche in jener Höhe war 8,3 m lang, 2,1 m breit, betrug also 17,5 m²; die unsicheren 0,003 m Höhe haben also 0,052 m³ Inhalt; das sind annähernd 45 kg Wassergewicht. Wenn man also wieder auf 1% Unsicherheit aus dieser Quelle kommen will, dann müssen 4500 kg Wasser im ganzen gespeist und verdampft sein. Bei unserem Versuch Tabelle 5 wurden 1831 kg/st gespeist. Also wäre der Versuch auf mindestens 4500 : 1831 = 2,5 Stunden auszudehnen. Diese Unsicherheit ist also kleiner als die aus der Kohlenmessung, sie wird noch kleiner bei Wasserrohrkesseln mit ihrer kleinen Wasseroberfläche, wenn auch bei ihnen das Wasser so wallt, daß man sicher nicht auf 3 mm messen kann. Und deshalb heißt es in den „Normen", die Versuchsdauer könne kürzer werden, wenn keine Kohlenmessung, sondern nur die Verdampfung festgestellt werden solle.

Bei der Wassermessung liegen freilich weitere Fehlerquellen vor. Ist nämlich gleiches Volumen im Kessel, so ist damit noch nicht gleiches Gewicht und gleicher Wärmeinhalt gesichert. Der Wasserinhalt ist mit Dampfblasen durchsetzt (Emulsion), da die Verdampfung an der Heizfläche stattfindet, solange der Dampfdruck steht $\left(\frac{dp_1}{dt} = 0, t = \text{Zeit}\right)$; die Durchsetzung mit Dampf ändert sich aber mit der Dampferzeugung $D$. Andererseits ist die Anordnung der Dampfblasen eine andere in Zeiten fallenden $\left(\frac{dp_1}{dt} < 0\right)$ und in Zeiten steigenden Dampfdruckes $\left(\frac{dp_1}{dt} > 0\right)$. Bei fallendem Dampfdruck nämlich wird die Dampferzeugung nur teilweise vom Feuer her gedeckt, zum anderen Teil erfolgt sie aus dem Wärmeinhalt des Wassers heraus und dann über-

Digitized by Google

wiegend nahe dem Wasserspiegel, wo der Druck am kleinsten ist. Bei steigendem Dampfdruck gelangen nicht alle Dampfblasen bis an die Oberfläche, weil sie zur Erwärmung der oberen Wasserschichten verwendet werden; denn die Wärmezufuhr durch die Heizfläche ist größer, als dem Dampfbedarf entspricht. Das durchschnittliche spezifische Gewicht der Emulsion ist also je nach der Kesselbelastung und je nach der Tendenz des Dampfdrucks (Verhältnis der Kessel- zur Heizflächenbelastung) verschieden. Außerdem macht die Höhe des Dampfdruckes ($p_1$ selbst) etwas aus, da von ihm das spezifische Gewicht des Wassers (sehr wenig) abhängt und da es den Wärmeinhalt des Wassers bestimmt. Letzterer Einfluß ist wohl merklich. Der Flammrohrkessel, auf den sich Tabelle 5 bezieht, enthielt etwa 14,2 m³ Wasser, das sind (nicht als Emulsion gerechnet) bei 188° Temperatur 12 400 kg; da nun 0,5 at Druckänderung eine Änderung der Siedetemperatur um 1,8° C bedingt, so entspricht solchem Druckunterschied ein Unterschied des Wärmeinhaltes von $12\,400 \cdot 1{,}8 = 22\,000$ kcal. Der Wärmeumsatz des Kessels mit Überhitzer war $N_2 = 1\,280\,000$ kcal/st. Also ergibt sich bei einstündiger Versuchsdauer ein Fehler von 1,7%, wenn der Druck am Ende des Versuches 0,5 at höher oder niedriger ist als anfangs.

Eine ähnliche Fehlerrechnung läßt sich für den vorbesprochenen Einfluß von $D$ und $\frac{dp_1}{dt}$ nicht ohne Zeitverlust und manche Annahmen aufmachen. Man darf aber annehmen, daß diese Einflüsse besonders beim Wasserrohrkessel mit seinen starken Wallungen merkliche Beträge annehmen können, bei dem die Einflüsse mangelhaft gleichen Wasserstandes und mangelhaft gleichen Dampfdruckes zurücktreten.

Im ganzen wird man also für die Hauptkesseltypen: Flammrohr- und Wasserrohrkessel, etwa gleiche Unsicherheit der Wassermessung annehmen können. Stets kommt man aus Gründen der Wassermessung auf erheblich kleinere Zeiten, als wegen der Kohlenmessung erforderlich — meist auf $^1/_2$ bis $^1/_3$ derselben. Die Bestimmung der Normen, wonach bei reinen Verdampfungsversuchen (ohne Kohlenmessung) eine kürzere Versuchszeit zulässig sei, besteht also sicher zu Recht; die Dauer kann meist noch mehr abgekürzt werden als im Verhältnis 10 : 8 der Normen.

Dies sind die meßtechnischen Gründe, die für Bemessung der Versuchsdauer allein maßgebend sind, wenn die Kesselanlage im Beharrungszustande und bei gleichmäßiger Belastung ist. Ihnen treten *betriebstechnische Gesichtspunkte* zur Seite, sobald diese Voraussetzungen nicht zutreffen. Der *Beharrungszustand* wird nämlich bei Kesseln erst nach recht langer Zeit erreicht. Der Versuch der Tabelle 5 war — nach Ausschaltung der ersten halben Stunde — etwa 1 st nach Inbetriebnahme des Kessels begonnen worden, umfaßte also die 2. bis 5. Betriebsstunde. In dieser Zeit ergaben sich folgende Stundenwerte:

| | Wassermenge | Kohlenmenge | Verdampfungsziffer |
|---|---|---|---|
| 2. Betriebsstunde | 1838 kg/st | 289 kg/st | 6,36 |
| 3. „ | 1826 „ | 278 „ | 6,57 |
| 4. „ | 1825 „ | 269 „ | 6,78 |
| 5. „ | 1835 „ | 233 „ | 7,86 |

Digitized by Google

Ist auch der allzu günstige letzte Wert auffallend (vgl. Fig. 15), so sieht man doch deutlich ein Ansteigen der Verdampfungsziffer noch in der fünften Betriebsstunde; der Beharrungszustand ist auch da noch nicht erreicht. Daß das nicht nur Zufall ist, wird eine Zusammenstellung in § 35, Fig. 26 u. 27 lehren. Bei niederen Belastungen dauert es noch länger. Der Wirkungsgrad stieg überdies noch etwas stärker, weil auch die Dampftemperatur noch zunahm (Tabelle 5). Dabei war der Kessel nicht vorher kalt gewesen, sondern er war am Vormittag des gleichen Tages benutzt und über Mittag in üblicher Weise unter Druck gehalten worden. Die Abweichungen der ersten Betriebsstunden vom Durchschnitt betragen 10% und mehr.

Wie lange es dauert, bis die Beharrung erreicht ist, ist allgemein nicht anzugeben. Wesentlichen Einfluß hat zweifellos die Kesselart: die eingemauerten Kessel werden erheblich länger brauchen als etwa Schiffskessel. Bei hoher Belastung des Kessels wird die Beharrung schneller erreicht als bei kleiner (siehe später Fig. 27, S. 109). Im allgemeinen aber wird man sich durch Zwischenabschlüsse, die halbstündlich oder stündlich vorzunehmen sind, davon überzeugen müssen, ob noch ein Gang in den beobachteten Größen zu erkennen ist, der sich nicht etwa nur aus der zunehmenden Verschlackung des Rostes (Fig. 18, § 30) erklärt.

Aus den eben gegebenen Zahlen geht hervor, daß man recht lange warten muß, bevor man auf Beharrungszustand rechnen kann: bei den Verhältnissen der Tabelle 5 jedenfalls auf 5 bis 6 Stunden — und hieran hätte sich erst der 10 stündige Verdampfungsversuch anzuschließen. 15 bis 16 stündige Betriebsdauern sind aber nicht immer gut zu ermöglichen, teils der Kosten wegen, teils auch, weil oft nur schwer so lange die Belastung gut zu halten ist.

Gegebenenfalls möchten wir dann eher empfehlen, die Versuchsdauer als die Einlaufdauer zu verkürzen. Durch eine Abkürzung der Versuchsdauer auf die Hälfte wird der Fehler erst doppelt so groß, zu kurze Einlaufdauer bringt für die ersten Stunden viel größere Fehler, und zwar einseitige. Man beginne zeitig mit den Ablesungen, führe sie so lange fort wie irgend tunlich, und streiche dann den Anfang so weit fort, wie sich Einlaufwirkungen zeigen, auch wenn die Versuchsdauer zu kurz wird.

Zusammenfassend kann man also folgende Angaben als meist zutreffend hinstellen: In meßtechnischer Hinsicht sind die vollen, von den Normen geforderten Zeiten bei gutem Arbeiten und unter günstigen Verhältnissen nicht nötig. Dagegen empfiehlt sich eine tunlichst lange Beobachtung, um möglichst den Einfluß der Unregelmäßigkeiten auszumerzen, die mit dem Kesselbetrieb einmal verbunden sind. Genannt wurde schon das Speisen und Beschicken, dazu kommt noch das Schlacken. In diesem Sinne sind die von den Normen geforderten Zeiten oft noch zu knapp.

Die *amerikanischen Regeln* von 1912 verlangen daher nicht ganz mit Unrecht für Betriebsversuche eine möglichst 24 stündige Dauer.

Man sollte aber bei Bemessung der Versuchsdauer auch die *besonderen Betriebsverhältnisse* beachten. In Werken mit 8 stündiger Be-

Digitized by Google

triebszeit kommt es bei Flammrohrkesseln nach den vorhergehenden Darlegungen überhaupt nicht oder nur für einen kleinen Teil der Betriebszeit zu einer Art Beharrungszustand. Für den Brennstoffverbrauch im praktischen Betriebe ist also der Verbrauch des Beharrungszustandes wenig maßgebend, und mit seinen Ergebnissen rechnend, kommt man auf merklich zu günstige Verbrauchsziffern für eine Betriebskalkulation. Als betriebsmäßig durchgeführt kann man gerade einen sehr lange fortgesetzten Versuch dann nicht bezeichnen.

Trotzdem wird man bei Abnahmeversuchen mangels besonderer Abmachungen die Zahl des Beharrungszustandes zu ermitteln streben, die für Werke mit Dauerbetrieb auch betriebstechnisch maßgebend ist. Dazu hat man sehr lange Einlaufzeiten anzusetzen; Bestimmungen hierüber in den Normen wären empfehlenswert.

**30. Zur praktischen Versuchsdurchführung.** Die *Vorbereitungen* zum Versuch bestehen in einer gründlichen Reinigung, in einer Sicherung gegen Versuchsfälschung, die gerade beim Kessel besonders schwer zu vermeiden ist, und natürlich im Anbau der Meßeinrichtungen. Zur Erzielung guter Ergebnisse ist gerade beim Kesselversuch die sorgsame Anordnung des Versuches mindestens so wichtig wie die Sorgfalt im Beobachten der Instrumente. Man beginne daher nie vorzeitig mit dem Versuch, bevor man alle Teile der Kesselanlage und der Versuchseinrichtung sorgsam geprüft, die Reihenfolge der Ablesungen überlegt und das Hilfspersonal, am besten in Gestalt eines Vorversuchs, angelernt hat.

Die *Reinigung* besteht in der Entfernung von Kesselstein oder -schlamm aus dem Kesselinnern und von Flugasche aus den Zügen. Beides erfolgt in der betriebsmäßig üblichen Weise.

Nach der Reinigung muß der Kessel etwa zwischen 4 und 14 Tagen in Betrieb sein, damit er einerseits gut angewärmt, andererseits noch nicht wieder verschmutzt ist. Er muß außerdem bei Versuchsbeginn mindestens 5 Stunden mit der richtigen Belastung betrieben worden sein.

Die *Sicherung gegen* (unbeabsichtigte oder gar beabsichtigte) *Versuchsfälschung* besteht namentlich in einem blinden Verflanschen aller derjenigen Speiseleitungen, durch die Wasser ein- oder austreten könnte. Wo das Blindverflanschen schwierig ist, hat man die Dichtheit der Absperrorgane und Leitungen zu prüfen; um der Dichtheit dauernd sicher zu sein, bohrt man die Leitung hinter der Absperrung an der unteren Seite an und überzeugt sich öfter davon, daß kein Wasser tropft. Später wird die Bohrung durch einen Gewindepfropfen verschlossen. Man wird nach Bedarf selbst in bezug auf kleine Hilfsleitungen vorsichtig sein, z. B. die kupfernen Ablaufleitungen der Wasserstandsgläser abschrauben. — Gegen Dampfverluste braucht man sich bei reinen Dampfkesseluntersuchungen und Sattdampferzeugung nicht zu sichern; für die Beurteilung des Dampfkessels bleibt es gleich, ob das einmal Verdampfte abbläst oder nutzbar verbraucht wird. Wo aber zugleich die Dampfaufnahme einer Kraftmaschine zu messen ist, da muß man sich gegen Dampfverluste ebenso sichern wie gegen Wasserverluste. Wo überhitzter Dampf erzeugt wird, da ergibt sich ein

Digitized by Google

mäßiger Fehler auch schon für den Kesselbetrieb insoweit, als der abblasende Dampf — z. B. aus dem Sicherheitsventil — zwar verdampft, aber nicht überhitzt worden ist.

Über den *Anbau der Meßeinrichtungen* ist wenig zu sagen. Bei den Thermometern ist der herausragende Faden festzustellen, im Fuchs hat wegen der Saugspannung der Thermometereinbau luftdicht (Vorsicht, wo die Fuchsdecke doppelt mit loser Zwischenlage ausgeführt ist, Techn. Mess. § 102) und vor dem stets undichten Rauchschieber zu erfolgen. Es empfiehlt sich, beim Kessel wie überall, alle Betriebseinrichtungen meßbar zu machen und ihren Stand zu notieren, also: den Rauchschieber mit Skala zu versehen, ev. auch die Dämpfer, der Speisepumpe einen Hubzähler zu geben und z. B. auch am Getriebe des Kettenrostes einen Umlaufzähler anzubringen, um dessen Vorschub zu kennen; die Schichthöhe des Kettenrostes wird auch gemessen.

Die folgenden Ausführungen beziehen sich meist auf Handbeschikkung; bei automatischer gestaltet sich manches einfacher.

Es empfiehlt sich sehr, die *Beschickung* planmäßig zu machen, indem man z. B. alle 15 min $^1/_4$ des stündlich zu erwartenden Kohlenverbrauches aufgibt, das erstemal 10 min vor dem offiziellen Versuchsbeginn. Wurde dann der richtige Rostzustand etwas zu früh oder zu spät erreicht, so vergrößert oder verkleinert man die nächste Beschikkung nach Befund. Weil der richtige Rostzustand nicht leicht zu einem bestimmten Zeitpunkt zu erreichen ist, so braucht man nicht die Abschlüsse gerade zur vollen Stunde zu machen, sondern kann die Zeit beobachten, wo im allmählichen Niederbrennen des Feuers der Rost am besten dem Anfangszustand zu gleichen scheint. — Da der Dampfdruck und andere Größen leicht kleinen planmäßigen Schwankungen nach Maßgabe der Beschickungs- und Speiseperioden unterliegen, so empfiehlt es sich, alle Ablesungen nicht gerade $^1/_4$- oder $^1/_2$ stündlich zu machen. Bei der langen Versuchsdauer genügt Ablesung alle 20 oder 25 min, das erstemal 5 oder 10 min nach Versuchsbeginn. Die Ablesungen sind dann von selbst immer verschieden gegen die Beschickung versetzt.

Je nach der Versuchsdauer gestaltet sich die Frage des *Rostabschlackens* verschieden, sofern es nicht (beim Wanderrost) kontinuierlich erfolgt. Je nach der Kohlenart und der Rostbelastung wird ein Planrost etwa alle 4 bis 8 Stunden abgeschlackt werden müssen; das gibt eine bedeutende Betriebsstörung, zumal bei Einfeuer-Kesseln. Einen 4 stündigen Versuch kann man meist ohne Abschlacken durchhalten, einen 8 stündigen selten. Ob das Abschlacken zum Versuch gehört oder nicht, hängt von dem Zweck desselben ab. Bei Abnahmeversuchen habe ich dem Kessellieferer das Abschlacken freigestellt, aber (außer bei schlechter Kohle und sehr großer Versuchsdauer) nicht gerade empfohlen, da die damit verbundenen Störungen und Brennstoffverluste die nachher bessere Verbrennung wettzumachen scheinen. Für wertvolle Versuche sollte man auch das Abschlacken planmäßig gestalten, also z. B.: Versuchsdauer 8 st, Abschlacken 2 st vor Versuchsbeginn sowie nach der 2. und 6. Versuchsstunde.



Digitized by Google

Die durch den Rost fallende Asche, der *Rostdurchfall*, enthält meist etwas Brennbares (verkokte Kohle), meist aber in so geringer Menge, daß Wiederaufgeben auf den Rost nicht lohnt. Bei Abnahmeversuchen habe ich das Wiederaufgeben dem Kessellieferer gestattet, aber nicht empfohlen, da es mindestens dann schädlich ist, wenn der Durchfall nicht sehr gut verteilt wurde. Es brennen da Löcher in die Brennstoffschicht, wo mehr Durchfall vorhanden war, und das Gesamtergebnis verschlechtert sich eher.

Beim Beginn des Versuches wird der Aschraum gereinigt. Am Schluß des Versuches wird der Rostdurchfall hervorgeholt, gewogen und, auf die Stunde bezogen, absolut und in Prozenten, im Versuchsbericht vermerkt, aber nicht von der verbrauchten Brennstoffmenge abgezogen.

Die *Messung des Speisewassers* gestaltet sich am bequemsten, wenn eine betriebsmäßige Meßeinrichtung dafür vorhanden ist, z. B. ein zuverlässiger Wassermesser oder eine laboratoriumsmäßige Wiegeeinrichtung. Sonst gestaltet sich das Zuwiegen oft schwierig, zumal bei größeren Wassermengen. Grundsätzlich ist immer ein Vorratsbehälter anzuordnen, aus dem die Speisevorrichtung das Wasser entnimmt und in den die zugewogenen Mengen entlassen werden, der also einen Ausgleich bildet für die Zeit, wo der Meßbehälter gefüllt und gewogen oder abgeglichen wird.

Das beste ist kontinuierliche *Speisung*, so daß der Wasserstand immer etwa erhalten bleibt, dazu wird der Gang der Speisepumpe nach Bedarf nachgeregelt. Wo die Speisung periodisch erfolgen muß, da sollte sie aber systematisch geschehen und wieder mit einer Periode, die nicht gleich der Ablesungsperiode ist. War z. B. die Beschickungsperiode oben zu 15 min, die Ablesungsperiode zu 25 min vorgeschlagen, so ist die Speiseperiode zu 20 min zu wählen; vermutlich aber werden dann die Schwankungen des Wasserstandes zu groß werden, und dann ist die Speiseperiode besser zu 10 min zu wählen — nur nicht 25 oder $12^1/_2$ min. Es wird dann alle 10 min die vermutlich erforderliche Menge gespeist, zuerst 5 (oder 8) min vor Beginn der Wassermessung, das zweitemal 5 (bzw. 2) min danach. Um die Wassermessung beginnen zu lassen, wird lediglich der Wasserstand im Kessel und im Vorratsbehälter markiert, ersteres zweckmäßig an beiden Wasserstandsgläsern, für den Fall, daß eines verunglücken sollte, durch Anzeichnen und durch Ausmessen des Abstandes über dem unteren Mutterkopf. Soll eine Zwischen- oder die Endablesung gemacht werden, so wird beim letzten Speisen darauf geachtet, daß der Wasserstand im Kessel über, der im Vorratsbehälter unter die Marke geht. Nach beendeter Speisung wird festgestellt, wann der Wasserstand im Kessel durch die Marke dampft, was wieder etwa 5 (bzw. 8) min nach dem Beginn des letzten Speisens erfolgen sollte, und andererseits wird festgestellt, wieviel Wasser man dem Vorratsbehälter hinzufügen muß, um ihn zur Marke aufzufüllen.

Meist wird das Durchdampfen des Wassers durch die Marke nicht gerade zur vollen Stunde erfolgen; daß die Beobachtungszeiten dadurch unrunde Zahlen werden, schadet nichts; falsch ist es, durch

Digitized by Google

Speisen im letzten Moment den richtigen Wasserstand im Kessel zu bestimmter Zeit erzwingen zu wollen.

Wenn man die Wasserstandsgläser abbläst, so stellt sich der Stand in ihnen erheblich niedriger ein als vorher. Man darf also eine Zeitlang vor den Abschlüssen nicht abblasen. Es wird angegeben[1]), man dürfe es eine Stunde lang vorher nicht tun. Es ist schwer glaublich, daß sich die thermischen oder Oberflächeneinflüsse so lange erhalten sollten.

Grundsätzliche Verschiedenheiten ergeben sich je nach der *Art der Speisung*. In Frage kommt die Speisung durch eine Pumpe, die von fremder Energiequelle her angetrieben wird (Riemenpumpe, elektrische, Dampfpumpe mit Dampfentnahme aus anderem Kessel), die Speisung durch eine Pumpe, die den Dampf dem eigenen Kessel entnimmt, und die Speisung durch Injektor, der den Dampf dann jedenfalls dem eigenen Kessel entnimmt.

Theoretisch ist die Speisung eine Energiezufuhr, die noch über die Brennstoffzuführung hinaus erfolgt, und zwar in Form mechanischer Energie. Das Nähere hierüber findet sich in § 81 u. 82a. Die Energiemenge ist aber geringfügig: 1 kg Wasser werde in einen Kessel von 11 at Überdruck gedrückt, so hat die Speisepumpe, je nach der Temperatur, mit der das Wasser in den Kessel gelangt, etwa 0,00102 $m^3$ gegen 110 000 $kg/m^2$ zu drücken; der Arbeitsaufwand ist $0{,}00102 \times 110\,000 = 112$ mkg $= 112 : 427 = 0{,}26$ kcal. Da aber 1 kg Wasser im Kessel um 700 kcal herum an Wärme aufnimmt und bei 70% Kesselwirkungsgrad also 1000 kcal in Form von Kohle nötig sind, so macht die mechanisch zugeführte Energie nur 0,026% der sonstigen aus. Selbst wenn man berücksichtigt, daß Energie in Form von mechanischer Arbeit etwa zehnmal so wertvoll ist als in Form von Wärme, so bleibt der zusätzliche Betrag doch geringfügig.

Immerhin besteht der Unterschied: beim *Injektorbetrieb* wird die mechanische Energie zum Speisen dem Kessel entnommen und ihm samt der Wärme wieder zugeführt, beim *Pumpenbetrieb* wird dem Kessel nur mechanische Energie zugeführt. Man kann im letzten Fall die Energie selbst dann nicht als dem Kessel entnommen bezeichnen, wenn die Dampfpumpe ihren Dampfbedarf dem Kessel entnimmt, denn der so verwendete Dampf war als Speisewasser gemessen worden und hat verdampft werden müssen, die weitere Verwendung des Dampfes aber ist gleichgültig. Deshalb ist auch eine Messung der für die Pumpe entnommenen Dampfmenge nur nötig, wenn man den zu einer angeschlossenen anderen Dampf(kraft)anlage gehenden Dampf bestimmen will oder wenn die Pumpe gesättigten Dampf entnimmt, während die sonstige Dampfmenge überhitzt wird.

Die Normen 1899 schreiben vor, die Speisung des untersuchten Kessels solle nicht mittels Injektor erfolgen, und der Dampfverbrauch einer Speisepumpe solle nicht von der Dampferzeugung abgezogen werden. Letztere Bestimmung ist zwar in Widerspruch mit dem Zweck einer Dampferzeugungsanlage, bei der es schließlich doch nur

[1]) Moyer, Power Plant Testing, New York 1913, S. 273.



Digitized by Google

darauf ankommt, was nach außen verfügbar ist; aber immerhin wird sie, um Gleichmäßigkeit zu sichern, praktischen Interessen gerecht, weil nicht immer die Speiseeinrichtung vom Kesselliefer erstellt wird und weil manche Speisepumpe arg Dampf frißt (Duplexpumpen). Die Ausschließung der Injektorspeisung aber beruht wohl nur auf dem Vorurteil, daß die Berücksichtigung des Schlabberwassers unmöglich sei. In Wahrheit ergibt die Injektorspeisung, weil sie die Energie zur Speisung und nur diese dem Kessel entnimmt und ihm alles übrige als Wärme unverkürzt wieder zuführt (abgesehen von den unerheblichen Wärmeverlusten der Leitung), die theoretisch korrektere Form der Speisung. Da sie gegenüber der jetzt vorgeschriebenen nur sehr kleine Differenzen liefert (oben zu 0,026% berechnet), die sich überdies theoretisch einwandfrei berücksichtigen lassen, so kann man auch beide Formen nebeneinander verwenden; selbst wenn der Injektor den Dampf, auch bei Überhitzern, in gesättigtem Zustand entnimmt, so hat das nichts auf sich für die Berechnung des Wirkungsgrades. Nur hat man dafür zu sorgen, daß das Schlabberwasser keine merklichen Beträge annimmt. Man suche kontinuierlich zu speisen, indem man das Speiseventil zur Erhöhung des Gegendruckes drosselt; sonst aber messe man die Menge und Temperatur des Schlabberwassers und rechne oder speise es zurück. Jedenfalls kann, sofern nicht das Bestehen der Normenvorschrift formell hinderlich ist, die Verwendung auch des Injektors gegebenenfalls nicht beanstandet werden. Als Speisewassertemperatur hat natürlich die Ansaugetemperatur des Injektors zu gelten.

Man kann einwenden, durch die Injektorspeisung werde die Wirksamkeit des Kessels geändert, weil der vom Injektor gebrauchte Dampf kondensiert und abermals verdampft werde: „die Verdampfung" des Kessels sei also größer, als sie durch die Speisung gemessen werde. Der Einwand ist aber nicht stichhaltig. In bezug auf die Wärmemenge ist überhaupt kein Unterschied, weil die Dampfwärme unverkürzt dem Kessel verbleibt. Die Erwärmung des Wassers bis auf die Siedetemperatur geschieht im Kessel sonst durch Vermischung mit dem Wasser des Kesselinhaltes, teils aber auch durch Dampfblasen. Im Injektor erfolgt sie durch Vermischung mit Dampf. Richtig ist, daß der Dampfverbrauch des Injektors mehrfach umgesetzt, dadurch also die Durchtrittsgeschwindigkeit der Dampfblasen durch die Wasseroberfläche vergrößert wird. Da aber die Dampferzeugung, zumal bei starkem Wasserumlauf im Kessel, ohnehin in einem Hin und Her von Verdampfen und Kondensieren besteht, so wird man den Unterschied so groß nicht einschätzen; es wird nur ein Teil des Wasserumlaufes außerhalb des Kessels stattfinden. Eine gewisse Unklarheit liegt nur dann vor, wenn der Injektor mit überhitztem Dampf gespeist wird. Sie ist nicht groß, liegt aber überhaupt im Begriff der Verdampfung und Verdampfungsziffer bei Erzeugung überhitzten Dampfes.

Nach allem möchten wir befürworten, daß der Unterschied zwischen Injektor- und anderer Speisung weit zurücktritt hinter dem Einfluß verschiedenen Wasserumlaufs im Kessel und vielen anderen Einflüssen,

Digitized by Google

die sekundär auf die Wärmeübertragung einwirken. Praktisch ist daher die Art der Speisung wohl ohne Einfluß. Versuche über die Frage liegen unseres Wissens nicht vor, haben auch keine Aussicht auf greifbaren Erfolg.

In den *amerikanischen Regeln* 1912 ist die Injektorspeisung ausdrücklich zugelassen.

Ähnlich kann man über die Übung urteilen, bei Sattdampfkesseln ängstlich darauf zu sehen, daß nicht in den Leitungen abgeschiedene Feuchtigkeit in den Kessel zurücklaufe. *Mitgerissene Feuchtigkeit* als Teil des erzeugten Dampfes zu betrachten, so daß die Verdampfungsziffer größer erscheint, liegt sachlich gar kein Zwang vor. Meist sind Abscheidevorrichtungen im Innern des Kessels vorhanden; die dort abgeschiedene Feuchtigkeit geht ohne weiteres in den Kessel zurück.

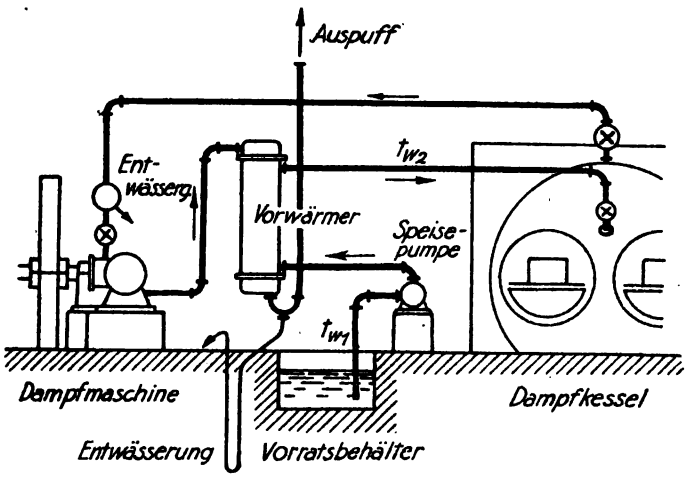



Fig. 16. Dampfkraftanlage mit Vorwärmung des Speisewassers.

Warum sollte man nicht das zurücklaufen lassen, was sich unmittelbar über dem Kessel in einem Abscheider anfindet, den der Kessellieferer mit angebaut hat, um die Qualität des Dampfes zu verbessern? In der (scheinbaren!) Verdampfungsziffer schneidet der Lieferer dann allerdings schlechter ab. Es ist zu empfehlen, die Dampfqualität und -quantität da zu messen, wo der Dampf die einheitlich gelieferte und zu untersuchende Apparatur verläßt. Bei den Kesseln von Niederdruckdampfheizungen z. B. pflegt eine Wasserabscheidung äußerlich aber in enger Verbindung mit dem Kessel angebracht zu sein: ich würde hinter ihr messen.

Wo eine *Speisewasservorwärmung* vorhanden ist, kann man zweifeln, ob als Speisewassertemperatur diejenige vor oder diejenige hinter dem Vorwärmer anzusehen sei. Der Wirkungsgrad des Kessels erscheint günstiger, wenn man den Vorwärmer als Teil der Kesselanlage betrachtet und also die von ihm hergegebene Wärme dem Kessel zugut rechnet, die Temperatur des frischen Wassers als Speisewassertemperatur an-

Digitized by Google

sehend. Wenn die in Fig. 16 angedeutete Anlage von einem Lieferer gleichzeitig übernommen ist, so wird man wohl die Temperatur $t_{w1}$ in Ansatz zu bringen haben, bei einer reinen Kessellieferung aber zweifellos $t_{w2}$. Zur Sicherheit messe man beide ($t_{w2}$ evtl. durch Anbinden eines Thermometers an das Rohr). Es kann aber hier wie oft nicht eindringlich genug darauf hingewiesen werden, wie wichtig die genaue Fassung der Gewährleistung im Kaufvertrage ist, damit Zweifel dieser Art nicht bleiben. Wo ein Rauchgasvorwärmer vorhanden ist, bestehen ähnliche Zweifel. In allen solchen Zweifelsfällen wird man gut tun, vor Versuchsbeginn eine authentische Auslegung der Vereinbarungen herbeizuführen oder aber alle überhaupt in Frage kommenden Messungen zu machen, diesmal also die Temperaturmessung vor und hinter dem Vorwärmer, um für jede Interpretation die Zahlengrundlagen zu haben.

Über die anderen Messungen ist wenig zu sagen. Die *Manometerablesung* ist in absoluten Druck umzurechnen, dazu muß der Barometerstand beobachtet werden (735 mm QS = 1 at) (vgl. auch Techn. Mess. § 24). Man sollte den Druck hinter dem Überhitzer auch feststellen; unseres Wissens unterbleibt das meist, aber der Dampfzustand beim Verlassen des ganzen Kessels ist maßgebend. An der Ablesung der *Überhitzungstemperatur* ist die Fadenkorrektion anzubringen (Techn. Mess. § 98), wenn nicht das Instrument mit austauchendem Faden geeicht war oder wenn man nicht elektrisch mißt. Diese beiden Messungen werden periodisch in gleichen Zeitabständen gemacht. Für ausgedehntere Versuche (Wärmebilanz, § 31 u. 32a) schließen sich noch einige weitere Messungen insbesondere der Rauchgaszusammensetzung an.

Die Messung der *Speisewassertemperatur* erfolgt bei jeder Speisung Den Mittelwert sollte man dann nicht einfach aus den Ablesungen bilden, sondern dabei die jeweilig gespeiste Menge beachten; doch ist das umständlich und oft unerheblich. Kann man an ungünstigem Ort das Thermometer nicht ablesen, trotz elektrischer Taschenlampe, die heute vieles erleichtert, so darf man es nicht einfach herausnehmen; man umwickelt es mit einem Bausch Putzwolle, um die Temperatur zu halten, oder man entnimmt eine Wasserprobe in einem Topf und mißt die Temperatur der Probe. Putzwolle oder Topf muß aber lange genug im Wasser gewesen sein, um selbst die Temperatur angenommen zu haben. —

Die *gesamten Maßnahmen beim Versuch* sind also folgende: 2 Stunden vor Versuchsbeginn wird (der Planrost) abgeschlackt und der Kessel auf Belastung gebracht. 10 Minuten vor Versuchsbeginn wird planmäßig gefeuert, 5 Minuten vor Versuchsbeginn planmäßig gespeist. Der Versuchsbeginn wird zweckmäßig für Wasser und Kohle um 1 oder 2 Minuten gegeneinander versetzt, damit man in Ruhe den Rostzustand betrachten und die Wasserstände kennzeichnen kann. Auch hat man noch den Dampfdruck und evtl. die Maschinenbelastung bei Beginn festzustellen, letzteres, weil davon die Kesselbelastung abhängt. Nun wird, vom Versuchsbeginn an gerechnet, nach 10, 30, 50 ... Minuten abgelesen, nach 5, 15, 25 ... Minuten gespeist, nach 5, 20, 35 ... Minuten gefeuert, überdies aber wird nachgesehen, ob

Digitized by Google

nach 10, 20, 30 Minuten gerade das Durchdampfen des Wasserstandes durch die Marke erfolgt, und ob nach 15, 30, 45 ... Minuten das Feuer etwa so wie anfangs ist; sonst werden die nächstes Mal zu gebenden Mengen Wasser und Kohle entsprechend etwas geändert. Am Ende der ersten, vielleicht auch erst der zweiten Stunde wird ein Zwischenabschluß gemacht; besonders sorgsam wird die vorhergehende Kohlen- und Wassermenge dosiert, der Rauchschieber bedient und die Maschinenbelastung nachgeregelt, so daß man tunlichst zur vollen Stunde auf den richtigen Zustand kommt; dieser wird für Wasserinhalt und Rostbeschickung getrennt festgestellt, da selten beide Zustände gleichzeitig und gerade am Schluß der Stunde erreicht sein werden. Die Zeit des Kohlen- und des Wasserabschlusses wird je für sich notiert, auch das Zutreffen des Dampfdruckes und der Belastung konstatiert. Im übrigen beeinflußt der Zwischenabschluß den Fortgang des Versuches gar nicht. Nach 2 und nach 6 Stunden wird abgeschlackt, 2 Feuer in einigem Abstand hintereinander, auch unter Fortsetzung aller Ablesungen. Nach 8 Stunden erfolgt der endgültige Abschluß, genau wie die Zwischenabschlüsse. Sollte der endgültige Abschluß mißlingen, so setzt man den Versuch kurze Zeit, d. h. für eine Periode, fort und macht dann einen anderen Abschluß: Versuchsdauer $8^1/_4$ st statt 8 st. Mißlungene Zwischenabschlüsse fallen aus.

**31. Wärmeverhältnisse eines Dampfkessels; Wärmebilanz.** Bei den in § 27 und Tabelle 5 gegebenen Zahlen eines Verdampfungsversuches hatte man sich auf das beschränkt, was zur Feststellung der Wirtschaftlichkeit und zur Nachprüfung der gegebenen Garantien unmittelbar nötig ist. Fast immer geht man bei Versuchen etwas weiter, indem man wenigstens einige Rauchgasanalysen entnimmt, um die Güte der Feuerführung beurteilen zu können.

Weitergehend nimmt man aber auch oft die Ablesungen in dem Umfange vor, daß man einen Überblick über den gesamten Energieverbleib erhält. Als Ergebnis eines solchen vollständigen Versuches erhält man die Wärmebilanz des Kesselbetriebes, bei der die herein- und herausgehenden Wärmemengen einander gegenübergestellt werden; beide Seiten sollten dann — nach dem Energiegesetz — gleiche Summe liefern, sofern alle Aufwendungen einerseits, alle nutzbar werdenden oder verloren gehenden Wärmemengen andererseits aufgeführt werden.

In Tabelle 7 sind die *feuertechnischen Ablesungen einer Kesseluntersuchung* in üblichem Umfang mit 4 stündiger Versuchsdauer wiedergegeben. Für Wasser und Kohle sind nur die Stundenwerte nach Tabelle 5 wiederholt. Zur Beurteilung der Dampferzeugung dienen Speisewassertemperatur, Druck und Temperatur des Dampfes. Zur Beurteilung der Feuerung sind die Temperaturen der Rauchgase, ihre Zusammensetzung sowie noch die Zugstärke je an zwei Stellen der Züge gemessen, einmal nahe der Feuerung, nämlich am hinteren Ende der Flammrohre, das zweitemal am Fuchs, unmittelbar vor dem Rauchschieber.

Die Mittelwerte der Einzelablesungen sind in der letzten Spalte berechnet. Aus ihnen läßt sich folgendes ableiten.

Digitized by Google

Die *in den Kessel eingeführten Energiemengen* sind die chemische Energie der verfeuerten Kohle und der Arbeitsaufwand beim Hineindrücken des Speisewassers in den Kessel.

Erstere folgte schon in § 24 aus der Kohlenmenge $K$ kg/st und deren unterem Heizwert $\mathfrak{H}_u$ kcal/kg;

$$\text{in der Kohle stecken } K \cdot \mathfrak{H}_u \text{ kcal/st.}$$

Zum Speisen von $V$ m³ Flüssigkeit gegen einen Gegendruck von $p$ at (Überdruck, nämlich beim Speisen zu überwindender Druckunterschied) oder von $10\,000\,p$ kg/m² sind aufzuwenden $V \cdot 10\,000\,p$ mkg/st $= 10\,000\,V \cdot p$ mkg/st;

$$\text{die Speisearbeit ist gleichwertig } \frac{10\,000 \cdot V \cdot p}{427} \text{ kcal/st.}$$

Diesen beiden stehen als *den Kessel verlassende Wärmemengen* gegenüber einerseits die nutzbar in den Dampf übergeführte Wärme, andererseits die Verluste, nämlich diejenige Wärme, die die warmen Rauchgase in den Schornstein entführen, und der Verlust durch unvollkommene Verbrennung, insbesondere durch Bildung von CO, jedoch auch durch Rauchbildung und durch Heizwert des Rußes durchfalls.

Die in den Dampf übergeführte Wärme wurde schon in § 24 gefunden als Produkt aus dem verdampften Wassergewicht $D$ kg/st und dem Wärmemehrinhalt von 1 kg Dampf gegen 1 kg Speisewasser, deren beide Wärmeinhalte $i_d$ und $i_w$ kcal genannt wurden;

$$\text{in den Dampf sind übergeführt } D \cdot (i_d - i_w) \text{ kcal/st.}$$

Die von den Rauchgasen in den Schornstein entführte Wärmemenge läßt sich angeben, wenn man die Menge der Rauchgase $R$ m³ $\binom{0}{760}$/st, ihre spezifische Wärme $c_p$ kcal/° C · m³ $\binom{0}{760}$ (natürlich diejenige für konstanten Druck, da nur atmosphärischer Druck in Frage kommt und die Unterdrucke in den Zügen im Vergleich zu ihm verschwindend klein sind) und ihre Temperatur $t_f$ im Fuchs kennt. Ihr Wärmeinhalt beim Abgang in den Schornstein ist dann $R \cdot c_p \cdot t_f$ kcal/st. Die von den Rauchgasen entführte Wärme ist der Mehrbetrag dieser Wärmemenge gegenüber dem Wärmeinhalt der zum Verbrennen zugeführten Luft. Deren Menge sei $L$ m³ $\binom{0}{760}$/st und ihre spezifische Wärme bei niedrigen Temperaturen 0,311 kcal/° C · m³ $\binom{0}{760}$, die Temperatur im Kesselhause vor den Kesseln, wo die Luft entnommen wird, sei $t'$. Die zugeführte Luft enthält dann $0{,}311 \cdot L \cdot t'$ kcal/st. Damit wird der

Wärmeverlust durch spezifische Wärme der Abgase

$$R \cdot c_p \cdot t_f - 0{,}311 \cdot L \cdot t' \text{ kcal/st.}$$

Von den übrigen Verlusten kann noch bequem nachgewiesen werden derjenige, der aus unvollkommener Verbrennung des Kohlenstoffes zu

Digitized by Google

## Tabelle 7. Feuertechnische Ablesungen bei einer Kesseluntersuchung.

Versuchstag: 8. März 1912. (Versuch *J*.)

Temperatur im Kesselhaus: vorn 20°, hinten 30° C. Barometerstand 750 mm QS. Rostgröße $2 \times 0{,}95 = 1{,}90$ m². Höhe des Schornsteins 50,0 m über Rostoberkante. Brennstoff: Oberschlesische Steinkohle Grube König, von 7040 kcal Heizwert.

| | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Abschlußzeiten | 3·15 | | | 4·15 | | | 5·15 | | | 6·15 | | 7·15 | 4 st |
| 2 | Verfeuerte Kohlenmenge | | | 289 | | | 278 | | | 269 | | 233 | | 267 kg/st |
| 3 | Zeit des Durchdampfens | 3·14·30 | | | 4·14·0 | | | 5·14·30 | | | 6·16·0 | | 7·16·50 | 4,04 st |
| 4 | Gespeiste Wassermenge | | | 1822 | | | 1841 | | | 1870 | | 1860 | | 7393 kg |
| 5 | dgl., auf die Stunde bezogen | | | 1838 | | | 1826 | | | 1825 | | 1835 | | 1831 kg/st |
| 6 | Speisewassertemperatur | | | 41,5 | | | 37,5 | | | 34,5 | | 37,5 | | 37,7° C |
| 7 | Zeit der Ablesung | 3·0 | 3·25 | 3·50 | 4·15 | 4·40 | 5·5 | 5·30 | 5·55 | 6·20 | 6·45 | 7·10 | | |
| 8 | Dampfdruck | 11,7 | 11,5 | 11,7 | 11,6 | 11,3 | 11,6 | 10,8 | 11,5 | 11,8 | 11,5 | 11,6 | | 11,49 at |
| 9 | Dampftemperatur | 304 | 300 | 304 | 303 | 320 | 297 | 313 | 329 | 321 | 323 | 323 | | 313° C |
| | Temperatur der Rauchgase | | | | | | | | | | | | | |
| 10 | am Ende des Flammrohres rechts | | 690 | | 680 | | 650 | | | 710 | | 710 | | 685° C |
| 11 | „ „ „ „ links | 640 | | 620 | | 700 | | 690 | 740 | | 700 | | | 685° C |
| 12 | am Fuchs | 280 | 345 | 285 | 340 | 405 | 270 | 375 | 395 | 355 | 390 | 385 | | 347° C |
| 13 | Schieberstellung, geöffnet | 20 | 22 | 20 | 20 | 23 | 19 | 32 | 38 | 28 | 28 | 34 | | 26,4 cm |
| | Zugstärke | | | | | | | | | | | | | |
| 14 | am Ende der Flammrohre | 7,0 | 7,7 | 7,4 | 7,4 | 10,4 | 7,4 | 10,4 | 13,8 | 10,9 | 10,5 | 13,1 | | 9,6 mm WS |
| 15 | am Fuchs, Kesselseite des Schiebers | 12,1 | 14,0 | 11,3 | 11,5 | 15,6 | 11,6 | 17,0 | 22,3 | 17,5 | 17,1 | 20,6 | | 15,5 „ „ |
| 16 | Zusammensetzung der Rauchgase. Entnahmezeit | 2·50—3·10 | | | 3·55—4·20 | | | 5·0—5·30 | | | 6·0—6·30 | | 6·45—7·5 | |
| | am Ende der Flammrohre | | | | | | | | | | | | | |
| 17 | Gehalt an $CO_2$ | 14,2 | | | 16,3 | | | 14,3 | | | 15,4 | | 14,9 | 15,02% |
| 18 | „ „ $O_2$ | 4,6 | | | 2,6 | | | 4,1 | | | 4,0 | | 4,5 | 3,96% |
| 19 | „ „ CO | 0 | | | 0 | | | 0,4 | | | 0 | | 0,1 | 0,10% |
| 20 | „ „ $N_2$ | 81,2 | | | 81,1 | | | 81,2 | | | 80,6 | | 80,5 | 80,92% |
| | am Fuchs | | | | | | | | | | | | Luftüberschußzahl $l = 1{,}22$ | |
| 21 | Gehalt an $CO_2$ | 10,1 | | | 10,5 | | | 7,8 | | | 9,6 | | 9,7 | 9,54% |
| 22 | „ „ $O_2$ | 9,0 | | | 9,2 | | | 11,7 | | | 10,4 | | 10,6 | 10,18% |
| 23 | „ „ CO | 0,7 (?) | | | 0,1 | | | 0,2 | | | 0 | | 0,1 | 0,20% |
| 24 | „ „ $N_2$ | 80,2 | | | 80,2 | | | 80,3 | | | 80,0 | | 79,6 | 80,08% |
| | | | | | | | | | | | | | Luftüberschußzahl $l = 1{,}90$ | |

Digitized by Google

CO statt zu $CO_2$ entspringt. Der Heizwert von 1 $m^3$ $\binom{0}{760}$ CO ist 3040 kcal. Gehen stündlich $C_0$ $m^3$ $\binom{0}{760}$ Kohlenoxyd durch die Esse, so ist der

Wärmeverlust durch Bildung von Kohlenoxyd 3040 $C_0$ kcal/st.

Werden die aufgeführten Posten einander gegenübergestellt, so pflegt ein Fehlbetrag auf seiten der vom Kessel fortgehenden Wärmemengen bestehen zu bleiben. Da ein immer in einem Sinne vorhandener Fehlbetrag nicht in Meßfehlern begründet sein kann, so entspricht er den Wärmeverlusten durch Strahlung und Leitung.

**32. Berechnung der Rauchgasmenge aus der Brennstoffanalyse.** Im Beispiel § 32a wird als bekannt angenommen werden der Luftbedarf und die Rauchgasmenge der Kohle. In manchen Fällen wird man diese Werte einfach als übliche Mittelwerte annehmen. In wichtigeren wird man aber neben der Heizwertbestimmung auch eine Analyse der Kohle vornehmen lassen und danach die Zusammensetzung der Rauchgase nach der wirklichen Kohle berechnen. Für die bei den Versuchen des § 27 (und 34) verwendete Kohle wurde die Analyse ausgeführt, sie und die anschließende *genaue Rechnung* ergibt das Folgende.

Als in der Steinkohle enthalten wurden vom Chemiker ermittelt

| | |
|---|---|
| Kohlenstoff C (Mittel aus 2 Bestimmungen) . | 78,00% |
| Wasserstoff $H_2$ (ebenso) . . . . . | 5,44% |
| Asche A (ebenso) . . . . . | 2,68% |
| Stickstoff $N_2$ (einfach bestimmt) . . . . . | 0,91% |
| Nachgewiesen . . . . . | 87,03% |

Man kann für schlesische Steinkohle annehmen (Hütte I, 477)

| | |
|---|---|
| Schwefel S . . . . . | ≈ 1,00% |
| Dann bleibt für Sauerstoff $O_2$, einschl. dem im hygroskopischen Wasser enthaltenen | 11,97% |
| | 100,00% |

Von dem $O_2$ wird verbraucht für Verbrennung von 1% S zu $SO_2$: 1,00% (Atomgewichte O = 16, S = 32). Die restlichen 10,97% entsprechen 10,97 : 8 = 1,37% $H_2$. Von dem $H_2$ sind also als gebunden (z. T. als hygroskopisches Wasser, z. T. in anderen Verbindungen) zu bezeichnen 1,37%, die restlichen 5,44 — 1,37 = 4,07% sind freier Wasserstoff.

Bei der Verbrennung entstehen folgende Produkte, bezogen auf 1 kg Brennstoff

0,7800 kg C verbrennt mit $0{,}7800 \cdot \frac{32}{12} = 2{,}080$ kg $O_2$ zu 2,860 kg $CO_2$
0,0407 kg freier $H_2$ „ „ $0{,}0407 \cdot \frac{16}{2} = 0{,}3256$ kg $O_2$ zu 0,3663 kg $H_2O$
Sauerstoffbedarf 2,406 kg $O_2$
0,0137 kg gebund. $H_2$ ergeben mit 0,1097 kg $O_2$-Gehalt der Kohle 0,1234 kg $H_2O$
zusammen 0,4897 kg $H_2O$
0,0100 kg S „ „ 0,0100 kg $O_2$-Gehalt der Kohle 0,0200 kg $SO_2$
0,1197 kg $O_2$-Gehalt der Kohle

Digitized by Google

Digitized by Google

Der geringste Luftbedarf von 1 kg Kohle ist nun $L_1 = 2{,}406 \cdot \frac{100}{23{,}1} = 10{,}41$ kg oder $10{,}41 : 1{,}293 = 8{,}05$ m³ $\binom{0}{760}$. Ergibt die Analyse einen Luftüberschuß $l$, so ist die zur Verbrennung von $B$ kg/st Brennstoff zugeführte Luftmenge

$$L = B \cdot L_1 \cdot l = 8{,}05 \cdot B \cdot l \frac{\text{m}^3 \binom{0}{760}}{\text{st}} \quad \ldots\ldots \quad (10)$$

Die Zusammensetzung der aus 1 kg Kohle mindestens (d. h. für $l = 1$) entstehenden Rauchgase ist:

| | | | |
|---|---|---|---|
| $CO_2$: | 2,86 kg = 2,86 : 1,98 = | 1,44 m³ $\binom{0}{760}$ = | 18,3% |
| $SO_2$: | 0,02 „ = 0,02 : 2,93 = | 0,01 „ = | 0,1% |
| Zu 2,406 kg $O_2$ wegen Zusammensetzung der Luft, $\frac{2{,}406 \cdot 0{,}769}{0{,}231}$ kg $N_2$: | 8,01 kg | | |
| aus der Kohle | $N_2$: 0,009 „ | | |
| Zusammen | $N_2$: 8,02 kg = 8,02 : 1,25 = | 6,41 m³ = | 81,6% |
| Insges. an trock. Rauchgasen: | 10,90 kg | 7,86 m³ = | 100 % |
| Hinzu kommt | $H_2O$: 0,49 „ = 0,49 : 0,804 = | 0,61 „ = | 7,8% |
| Insgesamt an Rauchgas: | 11,39 kg | 8,47 m³ $\binom{0}{760}$ = | 107,8% |

Es ist bekannt (Techn. Mess. S. 375), daß die Rauchgasanalyse im Orsat-Apparat nur die trocken gedachten Rauchgase erfaßt; deshalb sind die (Volumen-)Prozente von diesen angegeben worden.

Zu der Mindestmenge von Rauchgas tritt in jedem Fall die überschüssige Luftmenge hinzu. Aber eine wie große indifferent durchgehende überschüssige Luftmenge hinzutreten möge, stets bleibt der Unterschied zwischen der Luft- und Rauchgasmenge der gleiche, nämlich für unsere Kohle 8,05 — 7,86 = 0,19 m³ Minderbetrag, wenn mit der trockenen, oder 8,47 — 8,05 = 0,42 m³ Mehrbetrag, wenn mit der gesamten Rauchgasmenge gerechnet wird. Es ist also für 1 kg Kohle

das Volumen der trocken gedachten Rauchgase

$$R_t = 8{,}05 \cdot l - 0{,}19 \text{ m}^3 \binom{0}{760} \quad \ldots\ldots \quad (11\text{a})$$

das Volumen der wirklichen Rauchgase

$$R_f = 8{,}05 \cdot l + 0{,}42 \text{ m}^3 \binom{0}{760} \quad \ldots\ldots \quad (11\text{b})$$

In diesen Darlegungen war immer an vollkommene Verbrennung gedacht; Bildung von CO sollte ausgeschlossen sein. Ist aber doch CO vorhanden (*unvollkommene Verbrennung*), so ändert sich folgendes: Nach bekannter Regel (Techn. Mess. S. 376) bildet sich dann dasselbe Volumen $CO_2 + CO$, wie sich bei vollkommener Verbrennung $CO_2$ gebildet hätte, in unserem Fall 1,44 m³ $\binom{0}{760}$. Jedoch bleibt noch so viel Sauerstoff frei und tritt zu dem Rauchgasvolumen hinzu, wie dem Unterschied an Sauerstoff in $CO_2$ und CO entspricht. Bekanntlich ist das

Digitized by Google

übrigbleibende Sauerstoffvolumen (nach der Regel von Avogadro) $= \frac{C_o}{2}$. Ist nun $c = \frac{100 \cdot C_o}{R_t}$ der prozentische Gehalt an Kohlenoxyd, so ist also $C_o = \frac{c \cdot R_t}{100}$, und der unverbrauchte, zum Rauchgasvolumen hinzutretende Sauerstoff hat das Volumen $\frac{c \cdot R_t}{200}$. Um diese Sauerstoffmenge vermehrt sich das Rauchgasvolumen. Also gilt die Beziehung (für trockene Rauchgase)

$$R_t = 8{,}05 \cdot l - 0{,}19 + \frac{c \cdot R_t}{200}$$

$$R_t = \frac{200}{200 - c} \cdot (8{,}05 \cdot l - 0{,}19) \quad \ldots\ldots \quad (12a)$$

entsprechend für die gesamten (feuchten) Rauchgase

$$R_f = \frac{200}{200 - c} \cdot (8{,}05 \cdot l - 0{,}19) + 0{,}61 \quad \ldots \quad (12b)$$

Von der so berechneten trockenen Rauchgasmenge sind die Prozente zu nehmen, die die Analyse der Rauchgase angibt, um die gesamte Menge der einzelnen Bestandteile zu finden. —

Die Rechnung bleibt trotz ihrer Umständlichkeit etwas unsicher, weil man bei der Rauchgasanalyse $CO_2$ und $SO_2$ nicht wohl voneinander trennen kann (beide werden von KOH absorbiert) und weil die Verrechnung des Stickstoffgehaltes der Kohle zweifelhaft ist; denn sicher wird nicht aller, vielleicht gar kein Stickstoffgehalt als solcher frei, ein wesentlicher Teil wird jedenfalls in Gestalt von Ammoniak- und Zyanverbindungen abgehen. In Anbetracht dieser Unsicherheiten kann man ruhig die Rechnung vereinfachen, indem man von dem Vorhandensein von S und N in der Kohle ganz absieht. Dann ergibt sich eine *einfachere Rechnungsweise*, bei der man nur folgende einfacheren Analysenergebnisse zugrunde legt, die sich leicht im Anschluß an die einfache Heizwertbestimmung in der Kröker-Bombe finden läßt (Techn. Mess. § 112):

Kohlenstoffgehalt des Brennstoffes . . . . . 78,00%
Feuchtigkeit aus 1 kg Brennstoff . . . . . 0,489 kg = 48,9%
Davon schon im Brennstoff als $H_2O$ enthalten 11,44% = 0,1144 kg.

1 kg Kohlenstoff ergibt nun bei der Verbrennung

zu $CO_2$ ein Volumen von $\frac{32 + 12}{12} \cdot \frac{1}{1{,}98} = 1{,}86\ \mathrm{m^3}\ \binom{0}{760}$

„ CO „ „ „ $\frac{16 + 12}{12} \cdot \frac{1}{1{,}25} = 1{,}86\ \mathrm{m^3}\ \binom{0}{760}$

in beiden Fällen also dasselbe Volumen. Also wird auch dasselbe Volumen entstehen, wenn sich bei teilweise unvollkommener Verbrennung ein Gemisch beider Verbrennungsprodukte bildet. Aus 1 kg unserer Kohle entstehen $0{,}7800 \cdot 1{,}86 = 1{,}45\ \mathrm{m^3}\ \binom{0}{760}\ [CO_2 + CO]$.

Digitized by Google

Ist $k$ der prozentische Gehalt der Gase an $CO_2$ und $c$ jener an CO, so ist

$$\frac{(c+k)\cdot R_t}{100} = 0{,}78 \cdot 1{,}86 \text{ m}^3 \left(\tfrac{0}{760}\right) = 1{,}45 \text{ m}^3 \left(\tfrac{0}{760}\right)$$

$$R_t = \frac{78{,}00 \cdot 1{,}86}{c+k} = \frac{145}{c+k} \text{ m}^3 \left(\tfrac{0}{760}\right) \ldots\ldots \text{(13a)}$$

Da sich $c$ und $k$ auf das trocken gedachte Rauchgas beziehen, so gilt Formel (13a) für dieses. Das feuchte aber wäre um 0,489 : 0,806 = 0,61 m³ größer, also

$$R_f = \frac{145}{c+k} + 0{,}61 \text{ m}^3 \left(\tfrac{0}{760}\right) \ldots\ldots \text{(13b)}$$

Da sich zwei Raumteile $H_2$ mit einem Raumteil $O_2$ zu zwei Raumteilen dampfförmigen $H_2O$ verbinden (Regel von Avogadro), so ist also bei der Verbrennung ein Volumen gleich $^1/_2$ des neu gebildeten Wasserdampfes verschwunden. In unserem Fall ist neu gebildet 0,489 — 0,114 = 0,375 kg Wasser = 0,375 : 0,806 = 0,46 m³ $\left(\tfrac{0}{760}\right)$. Die zur Verbrennung zugeführte Luftmenge war

$$L = R_t + 0{,}23 \text{ m}^3 \left(\tfrac{0}{760}\right)/\text{kg Kohle} \ldots\ldots \text{(14)}$$

weicht also (bei Steinkohle, nicht so bei wasserstoffreichen Stoffen) kaum vom trockenen Rauchgasvolumen ab und kann im Notfall mit ihm verwechselt werden.

Übrigens findet man immer die für die Verbrennung notwendige Luftmenge, wenn $l$ die Luftüberschußziffer ist

$$L_1 = \frac{L}{l} \text{ m}^3 \left(\tfrac{0}{760}\right)/\text{kg Kohle} \ldots\ldots \text{(15)}$$

Die genaue und die einfachere Rechnungsweise ergeben mäßige Unterschiede. So wird in Tabelle 7 am Fuchs das trockene Rauchgasvolumen aus 1 kg Kohle

nach Formel (12a): $R_t = \frac{200}{200-0{,}2} \cdot (8{,}05 \cdot 1{,}90 - 0{,}19) = 15{,}13 \text{ m}^3 \left(\tfrac{0}{760}\right)$,

nach Formel (13a): $R_t = \frac{145}{9{,}74} = 14{,}90 \text{ m}^3 \left(\tfrac{0}{760}\right)$.

Der Unterschied von 1% hält sich innerhalb der Genauigkeitsgrenze aller dieser Rechnungen. Wir bedienen uns der einfacheren Formel (13a) und leiteten die andere ab, um die Zusammenhänge zu besprechen.

**32a. Zahlenbeispiel einer Wärmebilanz.** Für den Versuch $J$ vom 8. März 1912, der schon in § 27 als Beispiel diente und für den in Tabelle 7 weitere Zahlen gegeben wurden, möge nun die gesamte, in § 31 schematisch gegebene Rechnung zahlenmäßig durchgeführt werden. Die bei dem Versuch verwendete Kohle war analysiert worden, die Ergebnisse wurden in § 32 bereits verwendet.

Mit dem Heizwert $\mathfrak{H}_u = 7040$ kcal/kg wird die in den Kessel in Form von verfeuerter Kohle eingeführte Energie 7040 · 267 = 1 880 000 kcal/st.

Die Energie der Kesselspeisung verschwindet dagegen. Sie sei der Ordnung halber genau berechnet. Wasser von 37,7° hat das spezi-

Digitized by Google

fische Gewicht 993 kg/m³. 1831 kg/st gespeistes Wasser sind also 1831 : 993 = 1,843 m³/st. Gespeist wird gegen den Druck 11,49 at = 114 900 kg/m². Die Leistung der Speisung ist $1{,}843 \frac{m^3}{st} \cdot 114\,900 \frac{kg}{m^2}$ $= 212\,000 \frac{mkg}{st} = 212\,000 : 427 = 496$ kcal/st. Dieser theoretische Aufwand zur Wasserspeisung ist von der besonderen Form und vom Wirkungsgrad der Speisevorrichtung unabhängig und daher dem Kessel als aufgewendet zur Last zu schreiben — theoretisch unbedingt, wenn man auch praktisch von dem kleinen Posten leicht absehen kann.

Die genannten, in den Kessel hineingegebenen Posten treten in folgender Größe wieder zutage.

Mit der Dampftemperatur $t_d = 313°$ und dem absoluten Dampfdruck $p_1 = 12{,}5$ at wurde (§ 26) der Wärmeinhalt von 1 kg Dampf $i_d = 594{,}7 + 149{,}2 - 7{,}2 = 736{,}7$ kcal/kg. Der Speisewassertemperatur 37,7° C entspricht ein Wärmeinhalt $i_w = 37{,}7$ kcal/kg. Also sind 736,7 — 37,7 = 699,0 kcal/kg dem Dampf an Wärmeinhalt zugeführt. Die in 1831 kg/st abgehendem Dampf steckende Wärme war (§ 27) 1831 · 699,0 = 1 280 000 kcal/st.

Die mit den Rauchgasen abgehende Wärme errechnet sich wie folgt. Nach den Ergebnissen der Analyse enthalten die Rauchgase am Fuchs 9,54% $CO_2$ und 0,20% CO, zusammen 9,74%. Nach den Darlegungen des vorigen Paragraphen ist die trocken gedachte Rauchgasmenge $\frac{145}{9{,}74} = 14{,}9$ m³ $\left(\frac{0}{760}\right)$ für 1 kg Kohle. Die aus 267 kg Kohle entwickelte Rauchgasmenge ist 267 · 14,9 = 3980 m³ $\left(\frac{0}{760}\right)$. Am Flammrohr errechnet sich in gleicher Weise die Gasmenge zu $267 \cdot \frac{145}{15{,}12}$ $= 267 \cdot 9{,}59 = 2560$ m³ $\left(\frac{0}{760}\right)$. Es sind also zwischen den beiden Rauchgasentnahmestellen 3980 — 2560 = 1420 m³ $\left(\frac{0}{760}\right)$ infolge des in den Zügen herrschenden Unterdruckes durch die Undichtheiten des Mauerwerkes eingesaugt worden. — Die spezifische Wärme errechnen wir aus der Rauchgasanalyse unter Benutzung der Mischungsregel. Die verwendeten Werte der spezifischen Wärmen sind (nach Hütte, 22. Aufl., I, S. 400) in Fig. 17 dargestellt. Bei $t_f = 347°$ Fuchstemperatur wird $c_p = \frac{9{,}54 \cdot 0{,}443 + 90{,}46 \cdot 0{,}312}{100} = 0{,}324$ kcal/° C · m³ $\left(\frac{0}{760}\right)$. Im Zähler erfaßt das erste Produkt den $CO_2$-Gehalt der Rauchgase, das zweite faßt die zweiatomigen Gase $O_2$, CO, $N_2$ zusammen, deren spezifische Wärme, auf das Volumen bezogen, die gleiche ist. — Nun wird der Wärmeinhalt der trockenen Rauchgase im Fuchs 3980 · 0,324 · 347 = 447 000 kcal.

267 kg verwendete Kohle entwickeln (§ 32) 267 · 0,489 = 131 kg = 131 : 0,804 = 163 m³ $\left(\frac{0}{760}\right)$ Feuchtigkeit. Die spezifische Wärme ist (Fig. 17) $c_p = 0{,}366$ kcal/° C · m³ $\left(\frac{0}{760}\right)$ bis $t_f = 347°$. Die Feuchtigkeit hat wegen ihrer spezifischen Wärme einen Wärmeinhalt 163 · 0,366 · 347

Digitized by Google

= 20 700 kcal. Es empfiehlt sich, trockenes Gas und Feuchtigkeit je für sich zu rechnen, statt etwa mit der Mischungsregel die spezifische Wärme der feuchten Gase zu suchen. Denn die Feuchtigkeitsmenge ist stets, z. B. am Flammrohr und Fuchs, die gleiche, die Gasmenge aber wechselt mit dem Luftüberschuß.

Die bei der Verbrennung durch Wasserbildung verschwundene Sauerstoffmenge ist (§ 32) 0,3256 : 0,23 $m^3 \binom{0}{760}$; um so viel ist die aufgenommene Luftmenge größer als die trockene Rauchgasmenge. Die aufgenommene Luftmenge also ist am Fuchs 14,90 + 0,23 = 15,1 $m^3 \binom{0}{760}$ für 1 kg Kohle, im ganzen 15,1 · 267 = 4040 $m^3 \binom{0}{760}$. Die Bestandteile der Luft haben in der Gegend von 0° bis 20° die spezifische Wärme 0,31 kcal/°C · $m^3 \binom{0}{760}$. Die Luft wird mit 20° zugeführt, sie bringt einen

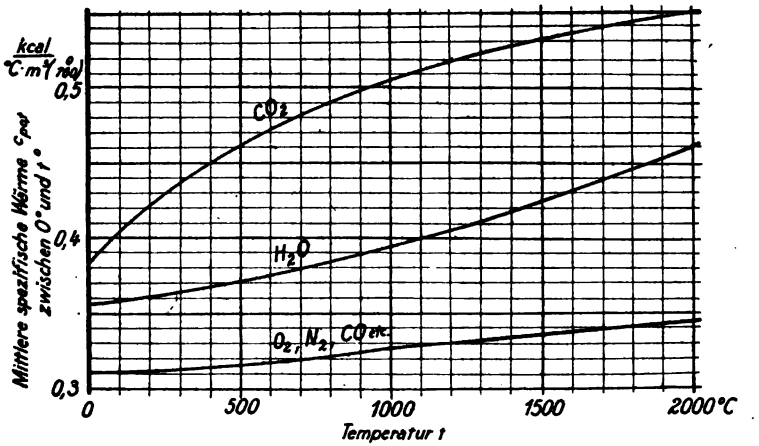



**Fig. 17.** Mittlere spezifische Wärme der Bestandteile von Verbrennungsgasen, nach Holborn und Henning, Pier, Bjerrum.

Wärmeinhalt 4040 · 0,31 · 20 = 25 000 kcal mit. Diese Wärmemenge umfaßt ebenso die primär und sekundär in der Feuerung eingesaugte Luftmenge (am Ende des Flammrohres vorhanden 2560 $m^3$), wie auch die 1420 $m^3$ falsche Luft. In der Tat sind beide auf Fuchstemperatur erwärmt worden.

Die in den Schornstein gehenden Gase enthalten also 447 000 + 20 700 — 25 000 = 443 000 kcal mehr Wärme als die zugeführte Luft, und entführen diese Wärmemenge in den Schornstein.

Die Rauchgase am Fuchs enthalten 0,2% CO, das sind 0,002 · 3980 = 8,0 $m^3 \binom{0}{760}$ Kohlenoxyd. Bei einem Heizwerte des Kohlenoxydes von 3040 kcal/$m^3 \binom{0}{760}$ ist hierdurch ein Wärmeverlust belegt von 3040 · 8,0 = 24 000 kcal.

Wir stellen in einer *Wärmebilanz* die Ergebnisse der Rechnung zusammen, indem wir das nicht Nachgewiesene als durch Leitung und Strahlung verloren ansehen. Alle Zahlenwerte beziehen wir zugleich prozentisch auf die in Gestalt von Kohle aufgewendete Wärme.

Digitized by Google

für 1 Stunde.

8. März 1912.

Heraus:

| | | | |
|---|---|---|---|
| Im Dampf nutzbar | 1280000 kcal | = | 68,1% |
| In den Rauchgasen bleiben: | | | |
| durch spezif. Wärme | 443000 „ | = | 23,6% |
| Heizwert von CO . | 24000 „ | = | 1,3% |
| Rest: Strahlung, Leitung, Meßfehler . . | 133500 „ | = | 7,0% |
| | 1880500 kcal | = | 100,0% |

fdruck

stemperatur Flammrohr

Überhitzungs-temperatur des Dampfes

gastemperatur m Fuchs berstellung

tärken: Fuchs

Flammrohr

r dem Rost

r dem Rost

n in ihrer Ab-ngsversuches.

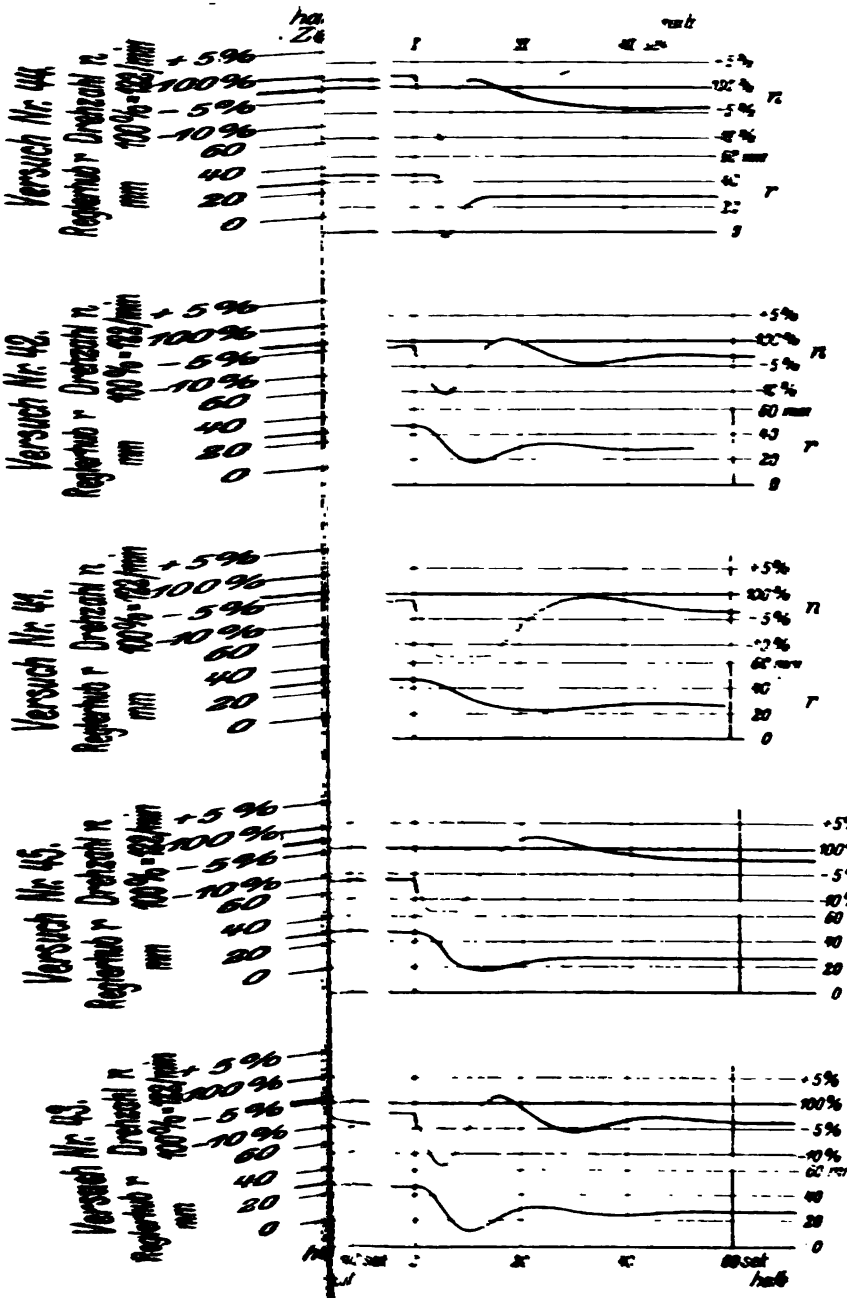
**33. Allgemeine Beobachtungen während des Versuches.** Die in Tabelle 7, S. 89 gegebenen Ablesungswerte sind in Fig. 18 abhängig von der Beobachtungszeit aufgetragen. Obgleich die Ablesungen mit ihrem langen Zeitabstand voneinander eigentlich nur Stichproben sind, erkennt man doch, besser als an den Zahlen, gewisse Tendenzen in den einzelnen Werten und *Beziehungen der Ablesungen zueinander.*

Der Dampfdruck unterliegt kleinen Schwankungen; nach ihnen wird der Schieber geregelt. Einem niedrigen Dampfdruck entspricht daher meist ein weit offener

allerdings sagen, daß die Bedienung man hätte den Dampfschwankungen erstellungen des Schiebers entgegen-nicht der Dampfdruck $p$, sondern der Schieberstellung ab, auch ver-des Schiebers das Feuer der Rege-n Kesselinhalt wirksam wird. Des-schen Schieberstellung und Dampf-

len nun alle übrigen Größen beein-stärken, die die Schieberstellung ja Richtung des Rauchgasstromes ge-

Digitized by Google




Verlag von Julius Spr

Digitized by Google

## Wärmebilanz für 1 Stunde.

Versuch vom 8. März 1912.

| Hinein: | | Heraus: | | |
|---|---|---|---|---|
| Im Brennstoff stecken | 1880000 kcal ∞ 100% | Im Dampf nutzbar | 1280000 kcal = | 68,1% |
| Leistung für Speisung | 500 „ ∞ 0% | In den Rauchgasen bleiben: | | |
| | | durch spezif. Wärme | 443000 „ = | 23,6% |
| | | Heizwert von CO . | 24000 „ = | 1,3% |
| | | Rest: Strahlung, Leitung, Meßfehler . . | 133500 „ = | 7,0% |
| | 1880500 kcal = 100% | | 1880500 kcal = | 100,0% |

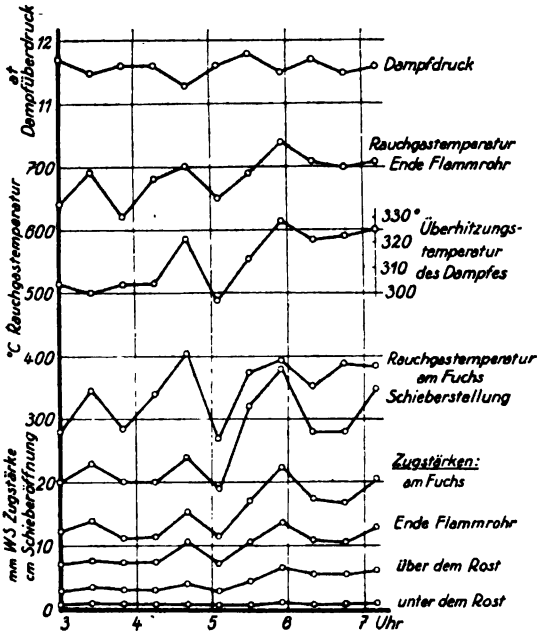



Fig. 18. Verlauf der Temperaturen und Zugstärken in ihrer Abhängigkeit voneinander während eines Verdampfungsversuches. (Versuch *J*.)

**33. Allgemeine Beobachtungen während des Versuches.** Die in Tabelle 7, S. 89 gegebenen Ablesungswerte sind in Fig. 18 abhängig von der Beobachtungszeit aufgetragen. Obgleich die Ablesungen mit ihrem langen Zeitabstand voneinander eigentlich nur Stichproben sind, erkennt man doch, besser als an den Zahlen, gewisse Tendenzen in den einzelnen Werten und *Beziehungen der Ablesungen zueinander*.

Der Dampfdruck unterliegt kleinen Schwankungen; nach ihnen wird der Schieber geregelt. Einem niedrigen Dampfdruck entspricht daher meist ein weit offener Schieber und umgekehrt. Man darf allerdings sagen, daß die Bedienung bei dem Versuch nicht sehr gut war; man hätte den Dampfschwankungen zeitiger und dann mit kleineren Verstellungen des Schiebers entgegenarbeiten sollen. Genauer hängt nicht der Dampfdruck $p$, sondern seine zeitliche Änderung $d\,p/d\,t$ von der Schieberstellung ab, auch vergeht einige Zeit, bis nach Einregeln des Schiebers das Feuer der Regelung folgt und die Regelung für den Kesselinhalt wirksam wird. Deshalb können Unstimmigkeiten zwischen Schieberstellung und Dampfdruck vorübergehend vorkommen.

Durch die Schieberstellung werden nun alle übrigen Größen beeinflußt. Natürlich zunächst die Zugstärken, die die Schieberstellung ja gerade verändern soll, und die, in Richtung des Rauchgasstromes ge-

Digitized by Google

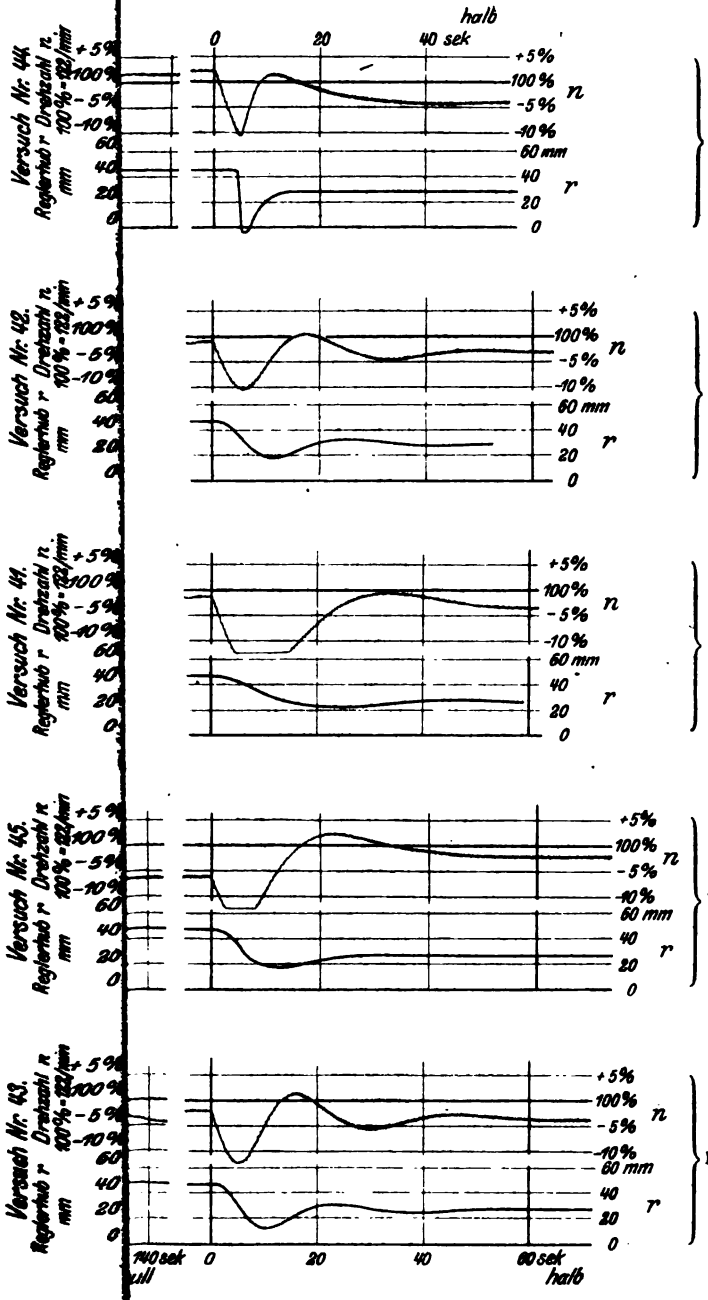



Fig. 286. Vergrößerte Reibung (Klemmung).

Fig. 287. Starke molekulare Dämpfung.

Fig. 288. Sehr starke molekulare Dämpfung.

Fig. 289. Vergrößerte Reibung und starke molekulare Dämpfung.

Fig. 290. Fast astatische Reglung und starke molekulare Dämpfung.



Verlag von Julius Springer in Berlin.

Digitized by Google

Digitized by Google

rechnet, für den Aschfall (unter dem Rost), für den Feuerraum (über den Rost), für das Flammrohrende und für den Fuchs (am Rauchschieber kesselseitig gemessen) gegeben sind. Die Rauchgase bewegen sich in Richtung abnehmenden absoluten Druckes, also zunehmender Zugstärke; die Abstände der Kurven voneinander sind die Zugunterschiede im Rost (Spalte und Kohlenschicht), in den Flammrohren und in den gemauerten Zügen des Kesselkörpers einschließlich Überhitzer. Diese drei Zugunterschiede ändern sich miteinander und haben beiläufig gleiche Beträge. Sie sind nicht mit dem Widerstand der Gase in den betreffenden Gaswegen identisch; denn in den senkrecht verlaufenden Kanalteilen sind Auftriebe wirksam, die gegenüber den als Zugunterschied bezeichneten Zahlen nicht vernachlässigt werden dürfen, deren Betrag also positiv oder negativ zu dem gemessenen Unterschied hinzukommt. Vergleiche hierüber § 34.

Aber auch die Temperaturen haben ersichtlich einen Gang mit der Bewegung des Schiebers. Die Gastemperatur am Flammrohr und am Fuchs ist um so größer, je weiter der Schieber geöffnet ist, weil dann die größere Gasmenge weniger ausgekühlt wird. Mit der größeren Rauchgastemperatur vor dem Überhitzer steigt dann auch die Überhitzungstemperatur des Dampfes. Die Verhältnisse liegen ähnlich wie bei wechselnder Kesselbelastung, nur ist bemerkenswert, daß sich die Änderungen so scharf und schnell vollziehen, daß sie bei den Einzelablesungen deutlich zum Ausdruck kommen, obwohl doch die Wärmespeicherung des Mauerwerkes ausgleichend wirkt. —

Um sich ein Bild von der *Verteilung der Wärmeübertragung über die Heizfläche hin* zu machen, kann man den Wärmeinhalt der Rauchgase an beliebig vielen Stellen des Gasweges messen. Der Unterschied des Wärmeinhaltes zwischen zwei Stellen (vermindert um etwaige Wärmeverluste nach außen hin) ist gleich der Wärmeaufnahme der Heizfläche zwischen den zwei Stellen. In Tabelle 7 (Zeile 10—11, 17—20) waren noch die Beobachtungen für das Flammrohrende enthalten. Aus ihnen berechnet sich, ganz nach Anleitung der vorher für den Fuchs angestellten Rechnungen bei einer Temperatur von 685° C:

die trockene Rauchgasmenge $267 \cdot 145 : (15{,}0 + 0{,}1) = 2560$ m³/st,
ihre spezifische Wärme 0,343,
ihr Wärmeinhalt 601 000 kcal/st.

Die Menge der Feuchtigkeit ist wie am Fuchs 163 m³/st,
ihr Wärmeinhalt 41 500 kcal/st.

Also ist die gesamte Rauchgasmenge 2720 m³/st,
ihr Wärmeinhalt 643 000 kcal/st.

Dagegen ist die aufgewendete Luftmenge 2610 m³/st, ihr Wärmeinhalt bei 20° Temperatur 16 200 kcal/st.

Die Feuergase an der Meßstelle Ende Flammrohr haben daher 643 000 — 16 200 = 627 000 kcal Mehrinhalt gegenüber der zu ihrer Bildung verwendeten Luft.

Dieser Mehrinhalt ist mit der auf dem Rost entwickelten Wärme zu vergleichen, um die *Wärmeübertragung im Flammrohr* zu erhalten. Wir haben dazu den Heizwert der verfeuerten Kohle um den des ge-



Digitized by Google

bildeten Kohlenoxydes (und eigentlich des Rauches) zu vermindern. Denn während für die Wärmebilanz, die über die wirtschaftliche Ausnutzung ein Bild geben soll, der Heizwert der Kohle als Ausgangspunkt galt und gleich 100% gesetzt wurde, sind für die Wärmeübertragung nur die in Freiheit gesetzten Wärmemengen in Ansatz zu bringen, von denen die Verbrennungstemperatur abhängt. — Aus dem Prozentgehalt am Flammrohrende errechnet sich

der CO-Gehalt der Rauchgase im Flammrohr 2,56 $m^3$ $\binom{0}{760}$/st.

Heizwert derselben $3040 \cdot 2{,}56 = 7800$ kcal/st.

In der Feuerung sind 1 880 000 — 7800 = 1 872 000 kcal/st erzeugt; im Flammrohr werden daher 1 872 000 — 627 000 = 1 245 000 kcal/st den Rauchgasen entzogen.

Auch für den Anteil der Überhitzerheizfläche läßt sich ein Anhalt gewinnen. In § 26 ist bereits mit den für unseren Versuch passenden Zahlen errechnet, daß zum Überhitzen von 1 kg Dampf von 188,8° im gesättigten Zustand auf 313°, beidemal bei 12,5 at abs. Druck, ein Wärmeaufwand von 68,2 kcal/st nötig ist. Zur Überhitzung der gespeisten 1831 kg/st sind also 125000 kcal/st nötig, das sind 9,8% der vom Dampf insgesamt aufgenommenen 1280000 kcal/st. Dieselben werden geleistet auf einer Überhitzerheizfläche von 20,0 $m^2$, die von der gesamten Heizfläche (einschl. Überhitzer) von 84,7 $m^2$ einen Bruchteil von 23,8% ausmacht. Die Heizfläche des Überhitzers bleibt also in der Wärmeübertragung hinter dem Durchschnitt weit zurück. Das entspricht der allgemeinen Erfahrung, nach der — wegen der ungünstigeren Konvektionsverhältnisse — die Wärmeaufnahme bei Gasen (überhitzten Dämpfen) erheblich schlechter vonstatten geht als bei Flüssigkeit. Wenn die Wärmeaufnahme meist in roher Annäherung durch die Formel

$$W = k \cdot F \cdot \Delta t, \text{ also } k = \frac{W}{F \cdot \Delta t}$$

dargestellt wird, so ist in unserem Fall die Wärmemenge $W = 125\,000$ kcal/st durch eine Fläche von $F = 20{,}0$ $m^2$ bei einem Temperaturunterschied $\Delta t$° C erfolgt, der wie folgt berechnet wird: Der Dampf wird von 188,8° auf 313° erhitzt, hat im Mittel 251°; die Rauchgase gehen mit 685° in den Überhitzer und verlassen ihn (nach den in Tabelle 7 nicht gegebenen Messungen) mit 405°, ihre mittlere Temperatur ist also 545°; so ist $\Delta t = 545 - 251 = 294$° einzuführen, und es wird

$$\text{die Wärmedurchgangszahl } k = \frac{125\,000}{20{,}0 \cdot 294} = 21{,}2 \ \frac{\text{kcal}}{m^2 \cdot ° \text{C} \cdot \text{st}}.$$

Für Überhitzer wird $k = 20$ bis 30 und mehr angegeben[1]).

Wenn für das Flammrohr 1 245 000 kcal/st Wärmeübertragung, für den Überhitzer 125 000 kcal/st gefunden wurden, so lassen sich beide Zahlen deshalb nicht vergleichen, weil die erste sich auf die Wärmeabgabe der Gase, die zweite auf die Wärmeaufnahme des Dampfes be-

[1]) Hütte, 21. Aufl., II, S. 25, 22. Aufl., S. 21.

Digitized by Google

zieht; beide gehören also verschiedenen Beobachtungsreihen an, die um den Betrag der Wärmeverluste klaffen. Wir lassen uns nun auf keine Diskussion darüber ein, ob für das Flammrohr etwa Wärmeverluste gar nicht in Frage kommen, sondern verwenden kurzerhand folgendes *Verfahren*, das oft verwendbar ist, um solche *in verschiedener Weise beobachtete Größen einander anzupassen.*

Wir tragen in Fig. 19 wagerecht die einzelnen untersuchten Heizflächen aneinander, senkrecht die bis zu ihrem Ende umgesetzten Wärmemengen. Für die gesamte Heizfläche von 84,7 m² tragen wir im Punkte $A$ an: die gesamte, vom Dampf aufgenommene Wärmemenge, 1 280 000 kcal/st, Strecke $AD$, und die gesamte, vom Feuergas abgegebene Wärme, Strecke $AF$; durch Verbrennung waren entwickelt 1 872 000 kcal/st, die Fuchsgase hatten noch 444 000 kcal/st Wärmemehrinhalt, also

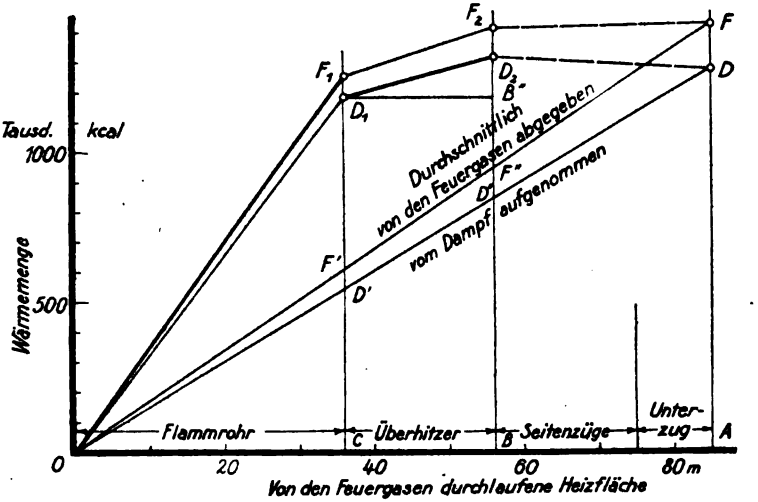



Fig. 19. Anteil der Heizflächenteile eines Dampfkessels an der Wärmeübertragung.

ist $AF = 1\,428\,000$ kcal anzutragen. Die Neigungen der beiden Geraden $OD$ und $OF$ sind ein Maß für die (örtlich) durchschnittliche Wärmeleistung der gesamten Heizfläche. Wir tragen ferner am Endpunkt $C$ der Flammrohrheizfläche die Wärmeabgabe der Feuergase an und erhalten den Punkt $F_1$. Die Neigung von $OF_1$ ist ein Maß für die durchschnittliche Wärmeleistung des Flammrohres. Die Wärmeleistung des Überhitzers ist nun nicht von $F_1$ an abzutragen, sondern wir gehen erst um das Stück $F_1D_1 = F'D'$ abwärts, das ist um den Anteil des Flammrohres an den Wärmeverlusten; wir kommen dadurch auf den für Dampf bestimmten Linienzug und machen nun $B''D_2 = 125\,000$ kcal gleich der Wärmeaufnahme des Dampfes im Überhitzer und können wieder aufwärts $D_2F_2 = D''F''$ antragen, um die auf Feuergase bezügliche Zahl zu erhalten.

Wir haben so im Zuge $OF_1F_2F$ die Wärmeabgabe der Feuergase, im Zuge $OD_1D_2D$ die Wärmeaufnahme des Dampfes, beide nach Heiz-



Digitized by Google

fläche verteilt. Voraussetzung war offensichtlich Gleichmäßigkeit der Verluste in allen Teilen — eine sicher nicht genaue Annahme, die aber doch besser sein wird, als die Verluste ganz zu ignorieren.

Zweck von Fig. 19 ist, ein oft verwendbares Verfahren zu erläutern, und außerdem durch diese Kontrolle die Unsicherheit derartiger Wärmemessungen zu zeigen, die jedenfalls dann besteht, wenn die Messungen nur mit den üblichen technischen Hilfsmitteln und im üblichen Umfang erfolgen. Die Strecken $F_2F$ und $D_2D$ verlaufen nämlich so gut wie wagerecht. Mag nun auch die Wirksamkeit der letzten Züge, wegen der verringerten Temperatur der Rauchgase, gering sein, so wie Fig. 19 es zeigt, kann sie sicher nicht sein. Da die Messung der Überhitzung zuverlässig ist, so wird der Wärmeinhalt der Feuergase am Flammrohrende kleiner sein, als die Messung ergab. Ob die Temperatur zu hoch gemessen worden ist, indem das Thermometer zufällig in einem heißeren Teil des sicher inhomogenen Gasstromes lag, bleibe dahingestellt.

Wir kehren zu Fig. 18 zurück. Unzweideutig ist trotz sehr gleichmäßiger Belastung (siehe deswegen Fig. 15, S. 72) doch keineswegs ein *Beharrungszustand* vorhanden. Der Kessel war vor Versuchsbeginn etwa eine Stunde im Betrieb bei der gleichen Belastung, der Versuchsschluß liegt also 5 Stunden nach der Einstellung der Belastung. Trotzdem erkennt man deutlich ein Ansteigen aller Größen bis zum Schluß — nur der Dampfdruck wird vom Heizer konstant gehalten. Das Anwachsen des Zugstärkenunterschiedes unter und über dem Rost erklärt sich zwanglos aus der zunehmenden Verschlackung des Rostes. Aber die am Fuchs erforderliche Zugstärke wächst mehr an, als dem entspricht, und ebenso mußte die Schieberstellung mehr geändert werden, als man hätte erwarten sollen. Das Anwachsen der Temperatur, der Rauchgase an allen Stellen wie des Dampfes, wird man daraus erklären, daß das Mauerwerk anfangs noch merkliche Wärmemengen aufnimmt. Um zu sehen, ob diese Erklärung Stich hält, berechnen wir die *Wärmespeicherung des Mauerwerks*. Zur Berechnung zerlegen wir die gesamte Mauerwerksmasse so in Teile, daß wir die Temperatur derselben schätzen können. Für das Schamottefutter des Mauerwerks am Flammrohrende und am darübergebauten Überhitzer wird man 550° C Temperatur annehmen dürfen, da die Rauchgase mit 685° ein- und mit 405° austreten. In dem Mantelmauerwerk dazu nimmt die Temperatur bis auf niedrige Werte ab, wir schätzen sie auf durchschnittlich 250°. Das Mauerwerk der Seitenzüge mag Temperaturen von 200° durchschnittlich annehmen, da die innen gehenden Rauchgase von 405 bis 347° Temperatur haben. In dieser Weise zerlegend, entnehmen wir der Kesselzeichnung die Mauerwerksmassen der drei Teile zu 5,0 m³, 15,3 m³, 12,7 m³; es erübrigt sich für solche Überschlagsrechnung, Zwickel und Ecken genau zu beachten, da ohnehin große Unsicherheit darüber besteht, bis wohin man die Mauerwerks- und Fundamentkörper in Ansatz zu bringen hat; es kommt aber auch nur auf die Größenordnung an. Die spezifischen Gewichte setzen wir für Schamotte 2000 kg/m³, für Ziegelmauerwerk 1450 kg/m³ an, die spezifische Wärme mit 0,22 kcal/kg · °C. Dann ergibt sich:

Digitized by Google

| | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Schamottefutter . . . . . | 5,0 m³ | · 2000 kg/m³ | · 0,22 | · 500° | = 1 100 000 | kcal |
| Überhitzermantel . . . . . | 15,3 „ | · 1450 „ | · 0,22 | · 250° | = 1 220 000 | „ |
| Seitenmauerwerk . . . . . | 12,7 „ | · 1450 „ | · 0,22 | · 200° | = 810 000 | „ |

Der ganze Wärmeinhalt des Mauerwerks im warmen Zustand ist also 3 130 000 kcal

und stellt einen sehr erheblichen Wert dar im Verhältnis zum stündlichen Wärmeumsatz (1 280 000 kcal). Allerdings kommt im normalen Betrieb (im Gegensatz zum ersten Anheizen) nur der Zuwachs des Wärmeinhaltes in Betracht, da in Betriebspausen das Mauerwerk nicht auskühlt, sondern vielleicht gar das Feuer schwach unterhalten wird. Unter gewissen Annahmen ergibt sich, daß rund die Hälfte, also 1 500 000 kcal, im Mauerwerk des Kessels in den ersten Stunden nach einer mäßigen Betriebspause aufgespeichert werden.

In § 35 wird weiter gezeigt werden, daß die thermischen Nachwirkungen beim Kessel ernsteste Beachtung verdienen.

**34. Einfluß der Kesselbelastung.** Aus mehreren, in der beschriebenen Art bei versehiedener Dampfabnahme angestellten Versuchen ergibt sich eine *Versuchsreihe*, die den Einfluß der Kesselbelastung auf die verschiedenen, der Beobachtung zugänglichen Größen und auf die Wärmebilanz erkennen läßt. Eine solche Versuchsreihe ist zeitraubend, weil jeder der Versuche bis zu 8 oder mehr Stunden dauern sollte. Sie bietet auch sonst manche Schwierigkeiten, weil es sehr schwierig ist, die thermischen Nachwirkungen der erheblichen Mauerwerksmasse und den Einfluß der Rostverschlackung genügend auszuschalten (§ 33).

In der nun zu besprechenden Versuchsreihe wurde eine Versuchsdauer von etwa 4 Stunden nach einstündiger Eingewöhnung des Kessels angestrebt. Nur bei gleichen Verhältnissen erhält man vergleichbare Resultate und leidlich gleichmäßige Änderung der beobachteten Größen. Die Versuchsreihe ist absichtlich nicht in gutem Beharrungszustand gemacht worden, um den Einfluß der Einlaufzeit hervortreten zu lassen.

Die 5 Versuche wurden mit einer Heizflächenbelastung von 8,5, 14,8, 22,1, 28,4 und 34,8 kg/m²·st ausgeführt. Die Ergebnisse zeigt Tabelle 8 und 9 sowie Fig. 20 bis 23. Der Versuch *J* ist derselbe, der schon in den vorigen Paragraphen eingehend besprochen wurde. Ein sechster Versuch *C* ist ein Parallelversuch zu *B*, bei (etwa) gleicher Belastung, über den später zu sprechen ist.

Mit zunehmender Leistung des Kessels nehmen naturgemäß alle Mengenwerte zu (Fig. 20). Dagegen hält sich der *Wirkungsgrad* über recht verschiedene Belastungen hin unverändert (Fig. 22). Bei den kleinsten Leistungen sinkt er naturgemäß stark, um sich der Null zu nähern. Der Rauchgasverlust (wegen spezifischer Wärme und wegen Kohlenoxyd) gewinnt bei großen Belastungen auch relativ an Einfluß, wegen der steigenden Fuchstemperatur. Bei der kleinsten Belastung scheint er den konstanten Wert von rund 9% anzunehmen. Der nicht nachweisbare Restverlust, im wesentlichen durch Strahlung, wird prozentual um so kleiner, je größer die Kesselleistung ist. Beim Abstellen der Dampfentnahme, $D = 0$, müssen Restverlust und Rauchgasverlust zusammen 100% betragen; der Restverlust muß also bis rund 91% wachsen.

Digitized by Google

Bei Belastungen über der normalen fällt der Wirkungsgrad ein wenig ab — im allgemeinen etwas stärker, als Fig. 22 es zeigt. Die Verdampfungsziffer (Fig. 21) fällt stärker ab; denn mit steigender Belastung steigt die Dampftemperatur und daher der Wärmeinhalt. Daß der Dampfdruck, der vom Heizer konstant (auf 12 at ÜD = 13 at abs) gehalten werden sollte, mit steigender Belastung etwas zurückgeht, ist nur persönlich begründet.

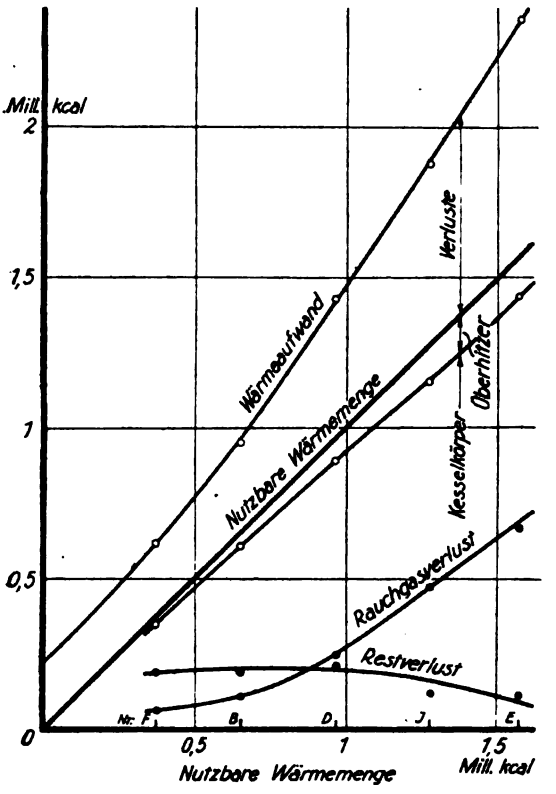



Fig. 20.

Fig. 20 bis 22. Wärmeverbleib, Verdampfung, Wärmebilanz beim Dampfkessel bei verschiedener Leistung.

Mit steigender Belastung nehmen neben der Fuchstemperatur auch die *Temperaturen* in allen Meßstellen zu — auffallend wenig diejenige im Feuerraum, die bei den verschiedenen Versuchen mittels eines Wanner-Pyrometers beobachtet wurde. Es steigt damit die mittlere Temperatur in den Zügen, von der die Wärmeübertragung — durch Leitung und Strahlung — in dem betreffenden Teil der Züge abhängt.

Bei allen Belastungen, mit Ausnahme der kleinsten, war es möglich, den *Luftüberschuß* bei der Verbrennung selbst, also auch am Flammrohrende, mäßig zu halten. Versuch *J* schneidet am schlechtesten ab wegen schlechterer Feuerführung. Bei der kleinsten Belastung ließ sich der Luftüberschuß nicht weiter herunterdrücken als auf 1,30. Immerhin sieht man, daß es ein Vorurteil ist, wenn oft gesagt wird, es seien Luftüberschüsse zur guten Verbrennung nötig. Geschickte Lehrheizer halten stundenlang Kohlensäuregehalte von 15—16%, Luftüberschußziffern von 1,1, in der Feuerung bzw. am Flammrohr gemessen, und vermeiden dabei überdies sicher auch die mäßigen CO-Gehalte, die bei diesen Versuchen noch gemessen worden sind. Der Luftüberschuß am Fuchs allerdings ist dann um so höher, je undichter das Mauerwerk und je größer der Unterdruck in den Zügen ist. Da letzterer mit der Belastung zunimmt, so wird die Luftüberschußziffer am Fuchs

Digitized by Google

mit der Belastung größer — obwohl sich die falsch eingesaugte Luft auf eine größere Rauchgasmenge verteilt. Reiner sieht man dies Gesetz, wenn man die Zunahme $\Delta l$ der Luftüberschußziffer in den letzten Zügen betrachtet; die Unregelmäßigkeiten der Verbrennung fallen dann heraus. Die Notwendigkeit, am Fuchs einen großen Luftüberschuß zu halten, rührt also von der Undichtheit des Mauerwerkes und von der Anwendung von Saugzug her.

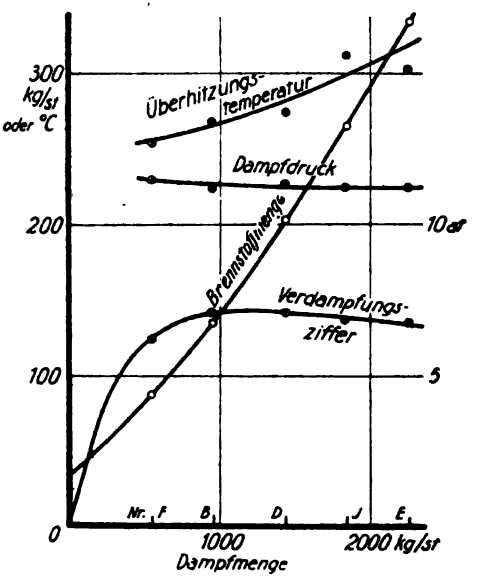


Fig. 21.

In bezug auf $\Delta l$ fällt der Versuch mit schwächster Belastung aus der Reihe; bei ihm war die weitere Abschwächung des Feuers, unter Versuch *B* herunter, nicht mehr durch Schließen des Rauchschiebers bewirkt worden; das führte zum Rauchen des Feuers. In der Tat, die Zahlen der Tabelle 9 über die Zugstärke im Aschfall und Feuerraum würden für Versuch *F* sichtlich schon negative Werte ergeben, und der Überdruck drückt die Feuergase aus dem Feuerraum heraus. Deshalb wurde die weitere Dämpfung des Feuers durch die Dämpfer am Aschfall bewirkt, die Schieberstellung blieb auf 5 cm Öffnung. Da nun aber im Seitenzug mehr Unterdruck war, als der sonstigen Versuchsreihe entspricht, so wird diesmal $\Delta l = 0{,}52$, d. h. besonders hoch.

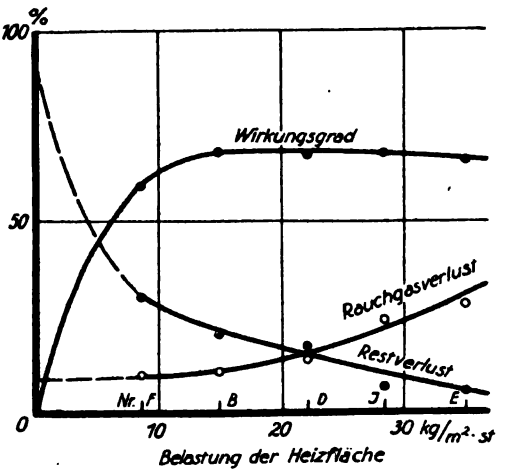


Fig. 22.

Die *Benutzung der Dämpfer* ist deshalb nicht ratsam. Bei Versuch *C* ist die Belastung dieselbe wie bei *B*, aber der Rauchschieber war offen und die Dämpfer geschlossen. Der unnütz starke Unterdruck in allen Teilen der Feuerung bewirkt, daß der Luftüberschuß im Feuerraum nicht niedrig gehalten werden kann, und daß er um $\Delta l = 1{,}21$

Digitized by Google

in den Seitenzügen zunimmt, gegen nur 0,39 bei Versuch *B*. Es ist eigenartig, daß bei Versuch *C* trotzdem höhere Rauchgastemperaturen gemessen wurden. — Auf den Wirkungsgrad ist diese scheinbar so ungünstige Änderung ohne meßbaren Einfluß gewesen (Tabelle 8).

Tabelle 8. Betriebsergebnisse eines Kesselabmessungen am

| | Versuch Nr. |
|---|---|
| 1 | Versuchsdauer . . . . . |
| 2 | Kohlenaufnahme . . . . . |
| 3 | Dampferzeugung . . . . . |
| 4 | Beanspruchung der Kesselheizfläche . . . . . |
| 5 | Verdampfungszahl . . . . . |
| 6 | Wirkungsgrad des Kessels (Dampfzustand s. Tab. 11) |
| 7 | Luftüberschußzahl $l$ am Flammrohr . . . . . |
| 8 | „ „ Fuchs . . . . . |
| 9 | Gesamtes (feuchtes) Rauchgasvolumen am Flammrohr |
| 10 | „ „ „ „ Fuchs . . |
| 11 | Heizwert der verfeuerten Kohle . . . . . |
| 12 | In der Feuerung erzeugte Wärme . . . . . |
| 13 | Wärmemehrinhalt der Rauchgase Ende Flammrohr |
| 14 | „ „ „ Fuchs . . . . . |

Auffallend ist ferner an den Zugmessungen, daß bei mäßiger und normaler Belastung die Zugstärke hinter dem Überhitzer kleiner ist als vor ihm. Die Feuergase gehen hier also vom Orte niedrigen nach dem von höherem absoluten Druck. Der *Druckverlust der Rauchgase im Überhitzer* scheint negativ zu sein. Das erklärt sich aus dem Auftrieb im Überhitzer. Der Weg der Rauchgase ist der bei Zweiflammrohrkessel häufige, wie Fig. 24 ihn perspektivisch-schematisch darstellt. Bei $F_1F_2$, $S_1S_2$ wird die Zugstärke gemessen, dazwischen liegt hoch bei $A_1E_1$, $A_2E_2$ der Überhitzer. Ist nun $\gamma_1$ und $\gamma_2$ kg/m³ das spezifische Gewicht der Gassäulen in dem steigenden und fallenden Kanal; $h$ m die Höhe des Anstieges, so ist nach bekannten Gesetzen der wirksame Auftrieb $h \cdot (\gamma_2 - \gamma_1)$; er errechnet sich für den immer als Beispiel dienenden Versuch *J* wie folgt. Das spezifische Gewicht der Gase am Flammrohrende im Normalzustand ist zu berechnen aus der Mischungsregel, mit den Gewichten der Einzelgase:

$$(100 + 6{,}2) \cdot \gamma_0 = 15{,}0 \cdot 1{,}98 + 4{,}0 \cdot 1{,}43 + 0{,}1 \cdot 1{,}25 + 80{,}9 \cdot 1{,}25 + 6{,}4 \cdot 0{,}804$$

$$\gamma_0 = 1{,}33 \text{ kg/m}^3 \left(\begin{smallmatrix} 0 \\ 760 \end{smallmatrix}\right).$$

Hierbei ist $6{,}4 = \frac{163}{2560} \cdot 100$ der Prozentgehalt der Gase an Wasserdampf ($\gamma_0 = 0{,}804$) bezogen auf trockenes Gas = 100%. Das wirkliche spezifische Gewicht ist, unter Vernachlässigung der Luftansaugung durch das Überhitzermauerwerk

$$\text{in } F_1E_1,\ t = 685°: \gamma_1 = 1{,}33 \cdot \frac{273}{273 + 685} = 0{,}38 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{in } A_1S_1,\ t = 405°: \gamma_2 = 1{,}33 \cdot \frac{273}{273 + 405} = 0{,}54 \quad \text{„}$$

$$\Delta\gamma = 0{,}16 \text{ kg/m}^3.$$

Der Auftrieb für 2 m Standhöhe ist also $0{,}32 \backsim 0{,}3$ mm WS. Daher ist der Druckverlust durch Reibung zwischen $F_1$ und $S_1$ nicht 10,2 — 9,6

Digitized by Google

**Flammrohrkessels bei wechselnder Belastung.**
Kopf von Tabelle 5 bis 7.

| | F | | B | | D | | J | | E | | C | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| st | 5 | | 4 | | $4^1/_2$ | | 4 | | 4 | | 4 | |
| kg/st | 88 | | 135 | | 203 | | 267 | | 335 | | 142 | |
| „ | 547 | | 959 | | 1425 | | 1831 | | 2254 | | 997 | |
| kg/m² · st | 8,5 | | 14,8 | | 22,1 | | 28,4 | | 34,8 | | 15,4 | |
| — | 6,22 | | 7,10 | | 7,02 | | 6,86 | | 6,73 | | 7,02 | |
| — | 0,593 | | 0,685 | | 0,676 | | 0,681 | | 0,667 | | 0,685 | |
| — | 1,30 | $\Delta =$ 0,52 | 1,09 | $\Delta =$ 0,39 | 1,10 | $\Delta =$ 0,56 | 1,22 | $\Delta =$ 0,68 | 1,10 | $\Delta =$ 0,78 | 1,43 | $\Delta =$ 1,21 |
| — | 1,82 | | 1,48 | | 1,66 | | 1,90 | | 1,88 | | 2,64 | |
| $m^3 \left(\frac{0}{760}\right)$/st | 970 | 380 | 1250 | 410 | 1940 | 900 | 2720 | 1430 | 3120 | 3250 | 1630 | 1390 |
| „ | 1350 | | 1660 | | 2840 | | 4150 | | 5370 | | 3020 | |
| 1000 kcal/st | 620 | 3 | 950 | 25 | 1430 | 17 | 1880 | 8 | 2360 | 12 | | |
| „ | 617 | 516 | 925 | 728 | 1413 | 1037 | 1872 | 1245 | 2348 | 1570 | | |
| „ | 101 | 42 | 197 | 101 | 376 | 179 | 627 | 174 | 778 | 111 | | |
| „ | 59 | | 96 | | 197 | | 453 | | 667 | | | |

**Tabelle 9. Verhalten der Feuerung eines Flammrohrkessels bei wechselnder Belastung. Planrost.**

| | Versuch Nr. | F | B | D | J | E | C |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Kohlenaufnahme . . . . . kg/st | 88 | 135 | 203 | 267 | 335 | 142 |
| 2 | Beanspruchung der Rostfläche . . . . . kg/m² · st | 46 | 71 | 107 | 140 | 177 | 75 |
| 3 | Schieberstellung . . . . . cm | 5 | 5 | 12 | 26 | 58 | 11 |
| 4 | Temperaturen: Feuerraum °C | — | 1065 | 1140 | 1175 | 1175 | — |
| 5 | Ende Flammrohr (vor dem Überhitzer) . . . . . °C | 335 | 480 | 580 | 685 | 730 | 525 |
| 6 | Hinter dem Überhitzer . . °C | 310 | 300 | 370 | 405 | 359? | 340 |
| 7 | Fuchs . . . . . °C | 150 | 190 | 225 | 347 | 390 | 220 |
| 8 | Zugstärken: Aschfall mm WS | 0,6 | 0,02 | 0,3 | 0,6 | 0,7 | 10,8 |
| 9 | Feuerraum . . . . . „ | 0,8 | 0,4 | 2,7 | 4,4 | 6,8 | 10,5 |
| 10 | Ende Flammrohr (vor dem Überhitzer) . . „ | 1,7 | 1,35 | 4,1 | 9,6 | 16,9 | 13,3 |
| 11 | Hinter dem Überhitzer „ | — | 1,25 | 3,7 | 10,2 | 18,0 | 13,4 |
| 12 | Ende Seitenzug . . . „ | — | 1,3 | 4,7 | 10,8 | 19,1 | 13,4 |
| 13 | Fuchs (vor dem Rauchschieber) . . . . . „ | 2,5 | 2,4 | 5,5 | 15,5 | 22,6 | 15,6 |
| 14 | Rauchgaszusammensetzung: Ende Flammrohr: $CO_2$ . . % | 13,8 | 16,0 | 15,9 | 15,0 | 16,4 | 13,2 |
| 15 | „ „ $O_2$ . . % | 5,0 | 2,1 | 2,1 | 4,0 | 2,0 | 6,4 |
| 16 | „ „ CO . . % | 0,1 | 0,7 | 0,3 | 0,1 | 0,2 | 0,1 |
| 17 | „ „ $N_2$ . . % | 81,1 | 81,2 | 81,7 | 80,9 | 81,4 | 80,3 |
| 18 | Luftüberschußzahl $l$ — | 1,30 | 1,09 | 1,10 | 1,22 | 1,10 | 1,43 |
| 19 | Fuchs: $CO_2$ . . . . . % | 9,8 | 12,2 | 10,6 | 9,5 | 9,4 | 7,0 |
| 20 | „ $O_2$ . . . . . % | 9,6 | 7,0 | 8,6 | 10,2 | 10,0 | 13,1 |
| 21 | „ CO . . . . . % | 0 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0 | 0 |
| 22 | „ $N_2$ . . . . . % | 80,6 | 80,6 | 80,6 | 80,1 | 80,6 | 79,9 |
| 23 | Luftüberschußzahl $l$ — | 1,82 | 1,48 | 1,66 | 1,90 | 1,88 | 2,64 |
| 24 | Unterschied der Luftüberschußzahlen $\Delta l$ . . . . — | 0,52 | 0,39 | 0,56 | 0,68 | 0,78 | 1,21 |

Digitized by Google

= 0,6 mm WS, wie die direkte Messung ergeben hätte, sondern da der Auftrieb auch noch aufgezehrt ist, ist die Reibung mit 0,6 + 0,3 = 0,9 mm WS anzusetzen. — Wenn nun bei kleinen Leistungen, also kleinen Rauchgasmengen, die Reibung kleiner wird als der Auftrieb, so kann der Druckabfall negativ, ein Druckanstieg werden.

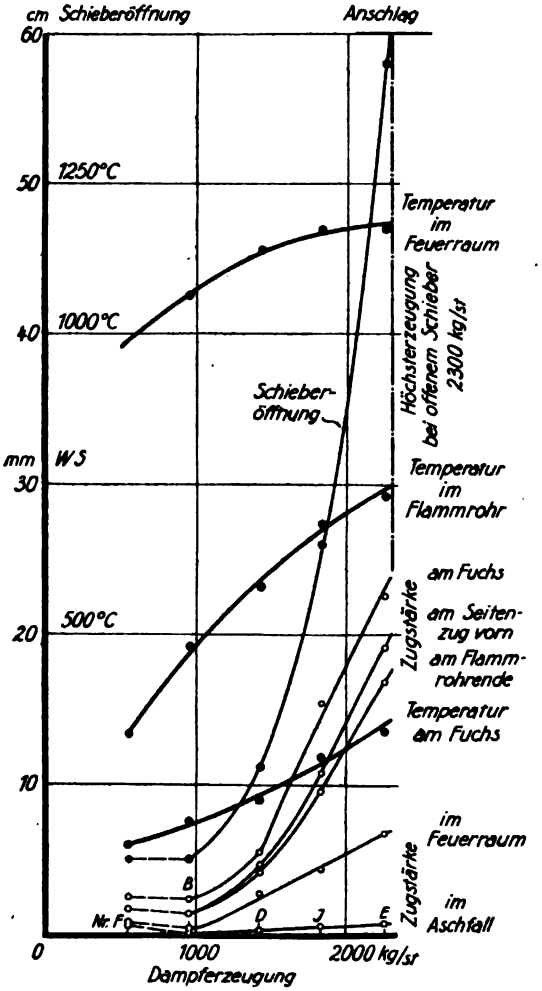



Fig. 23. Feuerung des Dampfkessels bei verschiedener Leistung.

In Fig. 20, 21, 23 sind als Abszissen Stundenwerte aufgetragen, in Fig. 22 jedoch ist auf Quadratmeter und Stunde Bezug genommen, um der Darstellung Allgemeingültigkeit, ähnlich wie bei dimensionslosen Diagrammen, zu verleihen.

**35. Genauigkeit von Kesselversuchen, Beharrungszustand.** In Fig. 25 sind von den schon im vorigen Paragraphen besprochenen Versuchen die Werte der Verdampfungsziffern aufgetragen, die sich aus den stündlichen Abschlüssen ergeben. Jeder Stundenwert ist als Punkt in die Mitte des Zeitabschnittes gesetzt, für den er den Durchschnitt bildet, und die Punkte sind verbunden worden.

Bei aller Unregelmäßigkeit der Linienzüge zeigt sich doch in allen Fällen ein *Ansteigen mit der Zeitdauer*. Nur Versuch *B* (mäßige Belastung) beginnt mit einem Abfall. Es liegt hier offenbar eine grobe Unregelmäßigkeit in der Anfangsablesung vor, wie wir noch zeigen werden.

Wir schließen daraus, daß der Beharrungszustand nach einstündiger Einlaufdauer noch nicht erreicht war. Das Mauerwerk nimmt noch sehr merkliche Wärmemengen auf.

Einer der Versuche ist auf 8 st ausgedehnt; die Linie erreicht in der fünften Stunde einen Höchstwert, der auch, weniger ausgespro-

Digitized by Google

chen, bestehen bleibt, wenn man den Stundenwert gegen die beiden benachbarten, besonders kleinen abgleicht. Wir erkennen in der Abnahme der Verdampfungsziffer (des Wirkungsgrades) von der fünften Stunde an, eine Wirkung der zunehmenden Verschlackung des Rostes; derselbe war während dieses Versuches gar nicht abgeschlackt worden.

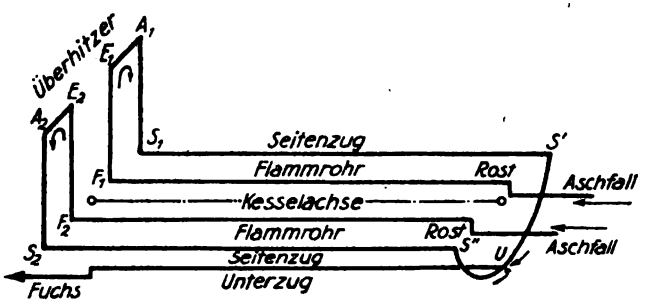



Fig. 24. Schematische Darstellung der Feuerzüge, Auftrieb im Überhitzer.

Außerdem zeigt sich, daß der Verlauf der gebrochenen Linie unregelmäßig ist, bei hoher Belastung etwas weniger als bei kleiner.

Wir schließen daraus, daß sich aus einstündigen Ablesungen Schlüsse auf die Verdampfungsziffer nicht ziehen lassen, besonders nicht bei schwacher Belastung.

Fig. 26 gibt dieselbe Darstellung für Zweistundenwerte. Der eben erwähnte Bestwert um die sechste Betriebsstunde tritt bei dem glatteren Verlauf der Linie deutlich hervor. Außerdem fällt für die Verbindungslinien der beiden ersten Punkte auf, daß ihre Neigung um so kleiner wird, je größer die Belastung ist. Den Versuch bei mäßiger Belastung müssen wir dabei unbeachtet lassen, wegen der schon erwähnten durchgehenden Unregelmäßigkeit.

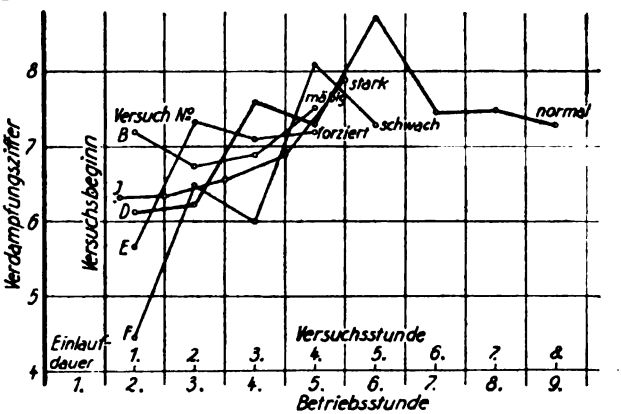



Fig. 25. Änderung der Verdampfungsziffer in den ersten Betriebsstunden, Einstundenwerte.

Diese *Gesetzmäßigkeit* veranlaßt uns, die Verdampfungsziffern jedes der beiden Stundenpaare abhängig von der Leistung des Kessels aufzutragen. Es entsteht Fig. 27, mit einem überraschenden Ergebnis. Es zeigt sich, daß die Verdampfungsziffern jeder der Stundenpaare für sich ausgezeichnet in eine Kurve fallen; nur der zweite Versuch fällt

Digitized by Google

im ersten Stundenpaar grob heraus. Da dieser überdies der zuerst durchgeführte von allen Versuchen war, so führen wir die Unregelmäßigkeit an dessen Anfang auf eine falsche Anfangsablesung zurück und lassen ihn unbeachtet. Die Zahlen für die übrigen sind folgende:

Tabelle 10. Einlaufen eines Dampfkessels.

| | Versuch Nr. | *F* | *B* | *D* | *J* | *E* |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Belastung der Heizfläche kg/m²·st | 8,5 | 14,8 | 22,1 | 28,4 | 34,8 |
| | Verdampfungsziffer: | | | | | |
| 2 | 1. und 2. Versuchsstunde . . . | 5,29 | (6,99) | 6,18 | 6,46 | 6,38 |
| 3 | 3. und 4. Versuchsstunde . . . | 6,91 | 7,21 | 7,45 | 7,40 | 7,16 |
| 4 | Unterschied . . . . . | 1,62 | — | 1,27 | 0,94 | 0,78 |
| 5 | Verhältnis . . . . . | 0,766 | — | 0,830 | 0,873 | 0,891 |

Diese Zahlen sind zu regelmäßig, als daß es sich um Zufälle handeln könnte. Sie beweisen, daß es selbst beim forcierten Betrieb nötig ist, den Kessel 3 st vor Versuchsbeginn mit der richtigen Belastung einlaufen zu lassen; bei schwächerer Belastung dürfte 4 st *Einlaufdauer* nicht zu viel sein.

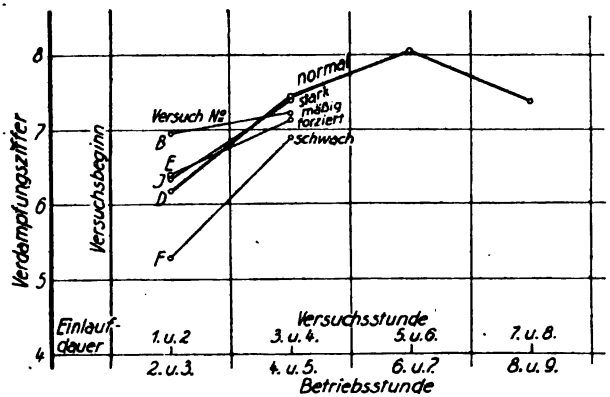



Fig. 26. Änderung der Verdampfungsziffer in den ersten Betriebsstunden, Zweistundenwerte.

Aus dem Linienzug für Versuch *D* in Fig. 26 darf man folgern, daß ein Versuch dann ein Optimum des Wirkungsgrades ergibt, wenn er sich über die 4. bis 9. Stunde des gleichmäßigen Betriebes erstreckt. Zur Erzielung guter Ergebnisse ist es wesentlich, nicht früher anzufangen; aber auch eine längere Erstreckung führt zu einer Verringerung des Wirkungsgrades, wenn der Rost nicht abgeschlackt wird. Wir empfahlen daher (§ 30) Abschlacken des Rostes bei achtstündiger Versuchsdauer etwa 2 st vor, 2 und 6 st nach Versuchsbeginn.

Erläuternd sei noch bemerkt, daß bei den besprochenen Versuchen 1 st vor Versuchsbeginn die richtige Kesselbelastung hergestellt worden war. Der Kessel war aber im laufenden Betrieb, und es war in jedem Falle vorher der Druck gehalten worden, nur ohne Dampfentnahme.

Wesentlich ist der verschiedene Charakter der beiden in Fig. 27 gegebenen Kurven. Für die ersten 2 st steigt die Verdampfungsziffer mit der Belastung fast dauernd an, für die weiteren Stunden erreicht sie einen Höchstwert und wird bei allzu hohen Belastungen wieder

Digitized by Google

wesentlich kleiner. Wenn also die Wirkungsgradkurve, Fig. 22, auffallend wenig bei hoher Belastung abfiel, so lag das daran, daß die Versuche eigentlich Anlaufversuche und nicht im Beharrungszustand ausgeführt sind.

Die Ergebnisse auch von kürzeren Beobachtungszeiten stimmen überall so gut zusammen, daß wir daraus entnehmen, die meßtechnischen Schwierigkeiten seien nicht die wesentlichen beim Verdampfungsversuch; die Fehler aus mangelhafter Abgleichung des Rostes und des Wasserinhaltes lassen sich von geübten Versuchsleitern mit guten Meßeinrichtungen wesentlich kleiner halten, als die Diskussion § 29 es erwarten läßt. Die Schwierigkeiten liegen vielmehr auf betriebstechnischem Gebiet; die Führung des Betriebs und das Ausschneiden einer bestimmten Versuchszeit aus der Gesamtdauer beeinflußt die Ergebnisse sehr stark. Diese Einflüsse aber verwischen sich bei längerer Ver-

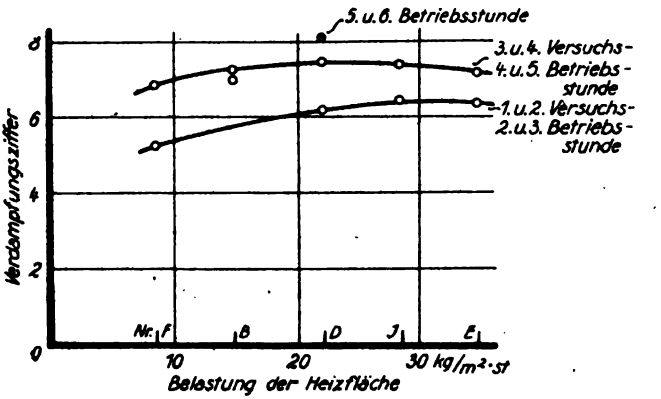



Fig. 27. Einfluß des Einlaufens auf die Ergebnisse eines Verdampfungsversuches.

suchszeit. Unter diesem Gesichtspunkt ist die Forderung einer achtstündigen Versuchszeit in den Normen eher als mäßig denn als hoch zu bezeichnen, wenn die Ergebnisse betriebstechnischen Wert haben sollen. Die Einlaufzeit muß wesentlich höher gewählt werden, als sie nach meinen Erfahrungen meist gewählt wird. Für vergleichende Untersuchungen, wie die im vorstehenden durchgeführten, genügen jedoch kurze Versuchszeiten.

**36. Höchstleistung des Kessels; Abhängigkeit von der Zugerzeugung.** In vielen Fällen ist es wichtig, daß eine Kesselanlage eine gewisse Dampfmenge sicher hergibt, um dem Bedarf gerecht zu werden, der dabei erreichte Wirkungsgrad spielt dann eine untergeordnete Rolle, wenn die Leistung nicht oft von dem Kessel verlangt wird. In solchen Fällen pflegt die Leistungsfähigkeit des Kessels gewährleistet zu werden und ist dann versuchsmäßig festzustellen. Erweist der Versuch, daß die Zusage nicht erreicht ist, so pflegt der Fehler auf ungenügenden Zug geschoben zu werden, und es ist dann zu prüfen, ob die Kesselanlage oder ob die Zugerzeugungsanlage am Versagen schuld sind.

Digitized by Google

Es ist ein Unterschied zu machen, je nachdem es sich um natürliche Zugerzeugung durch einen Schornstein oder um künstlichen Zug durch mechanische Mittel handelt. Zunächst soll an *Schornsteinzug* gedacht werden. Über dessen Entstehung gibt § 42 einige Beobachtungen und Rechnungen, auf die hier auch verwiesen sei.

Die Höchstleistung des Kessels ist betriebstechnisch dadurch gekennzeichnet, daß der Rauchschieber (oder die Rauchklappe) ganz offen ist; dadurch kommt die volle, vom Schornstein ausgeübte Zugstärke auf den Kessel zur Geltung. Bei jeder anderen Rauchschieberstellung wird der Schornsteinzug durch die Drosselung in dem vom Rauchschieber verengten Querschnitt vermindert, und wir haben dann zu unterscheiden zwischen den zu beiden Seiten desselben gemessenen Zugstärken, deren eine die vom Schornstein erzeugte, deren andere die

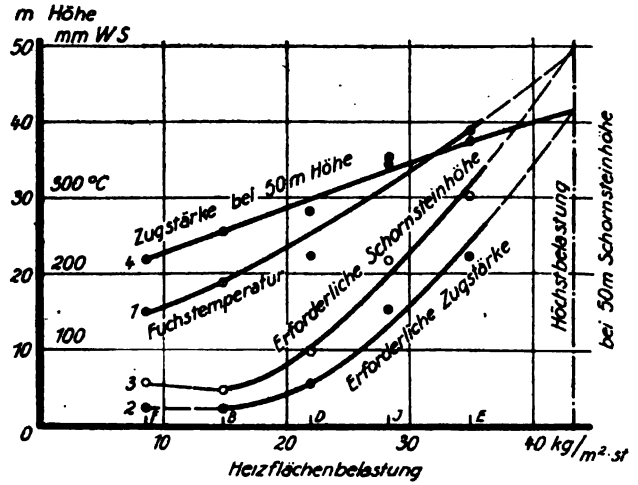



Fig. 28. Erforderliche Schornsteinhöhe zur Erzielung bestimmter Leistungen. Zugverhältnisse bei 50 m Schornsteinhöhe.

vom Kessel benötigte Zugstärke ist. Erstere hängt — wenn ein bestimmter Schornstein in Betracht gezogen wird — von der Rauchgastemperatur ab und daher auch von der Kesselbelastung; die andere hängt — wenn ein bestimmter Kessel mit bestimmten Abmessungen der Rauchkanäle in Betracht gezogen wird — von der verlangten Kesselbelastung ab.

Für die in § 34 und 35 schon besprochene Versuchsreihe sind die Zugverhältnisse untersucht und in Fig. 28 zur Darstellung gebracht worden. Es ist zunächst die Rauchgastemperatur am Fuchs und die am Fuchs erforderliche Zugstärke als abhängig von der Belastung aufgetragen. Daraus läßt sich dann die mindestens erforderliche Höhe des Schornsteines berechnen, wie an dem Versuch *J* (vgl. § 31) gezeigt sei. Bei diesem Versuch war die Fuchstemperatur mit $t_f = 347\,°C$, die Zugstärke am Fuchs $h = 15{,}5$ mm WS gemessen worden. Nun läßt sich aus der Zusammensetzung der Rauchgase (Tabelle 9) am Fuchs

Digitized by Google

deren spezifisches Gewicht im Normalzustand zu 1,33 kg/m³ $\left(\frac{0}{760}\right)$ berechnen. (Wegen der Berechnung siehe § 34, S. 104, wo sie für das Flammrohrende gegeben ist.) Die Gase am Fuchs haben dann das spezifische Gewicht $1{,}33 \cdot \frac{273}{273 + 347} = 0{,}586$ kg/m³, vorausgesetzt, daß der Barometerstand 760 mm ist. (Der Unterdruck im Fuchs kann gegen den Barometerstand vernachlässigt werden.) Demgegenüber hat die Außenluft ein spezifisches Gewicht, das wir für 0° C und daher mit 1,293 kg/m³ in Ansatz bringen wollen. Der Unterschied 1,293 — 0,586 = 0,707 kg/m³ ist zugleich der durch 1 m Standhöhe erzeugte Druckunterschied in kg/m² oder mm WS: je 1 m Schornsteinhöhe erzeugt 0,707 mm WS Zug. Sind insgesamt 15,5 mm WS nötig, so muß der Schornstein 15,5 : 0,707 = 21,9 m hoch sein.

So errechnet sich für jede Leistung eine bestimmte erforderliche Schornsteinhöhe, wie Fig. 28 es zeigt; die erforderliche Schornsteinhöhe nimmt (stets) mit der verlangten Leistung zu. Umgekehrt ergibt sich zu jeder etwa vorhandenen Schornsteinhöhe eine bestimmte höchstens erreichbare Leistung.

Der untersuchte Kessel wurde durch einen 50 m hohen Schornstein bedient; es sind also nach Fig. 28 Belastungen der Heizfläche von 43 kg/m² · st an ihm erzielbar. Die Fuchstemperatur wird dabei 490° C werden, die Zugstärke 41 mm WS.

Tatsächlich erreichte aber nach Fig. 23 der Rauchschieber seinen Anschlag (entsprechend 60 cm Schieberöffnung) schon bei einer Heizflächenbelastung von 2280 : 64,6 = 35,3 kg/m² · st. Diese Minderleistung erklärt sich wie folgt: Zunächst sind die Temperaturverluste der Gase im Schornstein und die Druckverluste durch Reibung derselben im Schornstein und im Hauptfuchskanal (zwischen Schornsteinfuß und Rauchschieber) zu beachten. Beide wirken dahin, daß im Rauchschieber — bei gegebener Schornsteinhöhe und Fuchstemperatur — ein etwas geringerer Zug gemessen wird, als der obigen Rechnung entspricht; beide Einflüsse sind aber nach § 42 nicht bedeutend, jedenfalls nicht bei dieser Anlage und wohl meist nicht, solange der Schornstein nicht überlastet ist. Der Widerstand der Rauchkanäle im Kessel kommt hier natürlich nicht in Frage, da zu seiner Überwindung ja gerade die „erforderliche" Zugstärke verlangt und verwendet wird.

Die wesentliche Ursache dafür, daß der Kessel nicht die nach der Schornsteinhöhe zu erwartende Leistung erreicht, ist darin zu erblicken, daß nicht er allein seine Rauchgase in den Schornstein entläßt. Es waren noch Kessel vorhanden, die anderen Zwecken dienten und daher — bei Ausführung des Höchstleistungsversuches — nicht gleichzeitig forciert betrieben wurden. Sie lieferten kältere Abgase, im Schornstein entstand eine Mischtemperatur, auf die die Abgastemperatur des untersuchten Kessels nicht den ausschlaggebenden Einfluß hatte.

In dem 50 m hohen Schornstein hätte bei Versuch *J* eine Zugstärke von 50 × 0,707 = 35,4 mm WS entstehen müssen, die durch den Rauchschieber auf 15,5 mm abzudrosseln (eigentlich: anzustauen) war. In Fig. 28

Digitized by Google

ist die Zugstärke bei 50 m Schornsteinhöhe eingetragen; es sind also bei kleineren Belastungen erhebliche Werte der Zugstärke abzudrosseln.

Nun lieferte aber der Schornstein nicht die durch die letztgenannte Kurve gegebene, mit der Belastung steigende Zugstärke, sondern unter dem Einfluß der anderen konstant und mäßig belasteten Kessel war die Temperatur im Schornstein etwa konstant und die von ihm gelieferte Zugstärke dauernd etwa 22 mm WS. Die Kesselleistung war also hierdurch beschränkt, wie die Versuche es zeigen. —

Unsere Darlegungen lassen die erzielbare Höchstleistung nicht als eine Eigenschaft des Kessels allein erscheinen. Die Höchstleistung hängt ab von der im Schornstein erzielten Zugstärke; diese bedingt eine bestimmte Schornsteinhöhe, wenn der Kessel allein auf den Schornstein arbeitet. Ist das nicht der Fall, so hat die Abgastemperatur und daher die Belastung der parallel arbeitenden Kessel wesentlichen Einfluß auf die Zugerzeugung und begrenzt damit zugleich die Leistung des untersuchten Kessels. — Es liegt ein Fall gegenseitiger Beeinflussung mehrerer parallel arbeitender Maschinen vor, wie ähnliche in § 6 besprochen werden.

Mehrere parallel auf einen Schornstein arbeitende Kessel kann man nur gemeinsam auf die insgesamt höchste Leistung bringen. Außerdem ist in jedem Fall eine Steigerung der Belastung auf den allerhöchsten Wert nur allmählich möglich, nach Maßgabe der Erwärmung des Schornsteinkörpers. Vermeidung von Nebenluft (Abdichten des Mauerwerks) ist wesentlich. Es ist besser, einige der benachbarten Kessel forciert als alle mäßig in Betrieb zu haben; bei den außer Betrieb befindlichen Kesseln ist der Rauchschieber dicht abzuschließen.

Die Fig. 28 erweckt den Anschein, als sei die *Höchstleistung des Kessels* bei genügendem Schornsteinzug ganz beliebig zu steigern. Das ist insofern nicht der Fall, als, beim Flammrohrkessel wenigstens, die Beschickung des Rostes auf Schwierigkeiten stößt und die Kesselnähte und -bleche bei allzu großer Forcierung leiden.

Praktisch liegt bei solchen Untersuchungen die Rechtslage meist so, daß eine gewisse Höchstleistung als erreichbar garantiert ist bei „genügendem" Zug oder bei „mindestens 20 mm" Zug, am Rauchschieber des Kessels gemessen. Die unbestimmte Bedingung „genügenden" Zuges wird man nach üblichen Verhältnissen auf 15 bis 20 mm Zugstärke auszulegen haben. Ist aber eine bestimmte Zahl ausbedungen, so entsteht die Frage nach der *Verantwortlichkeit für mangelhaften Zug*, wenn die zugesagte Leistung nicht erreicht wird, obwohl der Schieber ganz offen war, und wenn gleichzeitig die bedungene Zugstärke laut Messung nicht vorhanden war. Die Frage wird nach den Umständen entschieden werden müssen.

Bei Einzelkesseln wird man die Verantwortung dem Lieferer zuschreiben müssen, wenn er wußte oder wissen mußte, daß der Kessel mit einem vorhandenen Schornstein ihm bekannter Abmessungen zusammenarbeiten sollte, oder wenn er wußte (wissen mußte), welche Abmessungen dem zu erbauenden Schornstein gegeben werden sollten, diese vielleicht selbst vorgeschlagen hatte. Bei Lieferung an Laien wird

Digitized by Google

man namentlich häufig in die Lage kommen, zu sagen, daß der Lieferer die Zugverhältnisse hätte prüfen und daher die Schornsteinabmessungen kennen müssen. Gleichzeitige Lieferung mehrerer Kessel zum alleinigen Anschluß an einen Schornstein wird meist ähnlich zu beurteilen sein.

Wo ein oder mehrere Kessel an einen Schornstein anzuschließen waren, in den schon vorhandene Kessel ihre Gase womöglich in solcher Menge einmünden lassen, daß überwiegend sie die Zugstärke bestimmen, da wird der Lieferer jedenfalls verlangen können, daß die benachbarten Kessel gleichzeitig forciert betrieben werden, damit der von ihm verlangte Zug auch erreicht wird. Das Vorhandensein eines Schornsteins von genügender Höhe tut es nicht.

Die Annahme, die am Schornsteinfuß verfügbare Zugstärke hänge nur vom spezifischen Gewicht der Gase ab, trifft nicht mehr zu, wenn der Schornsteinquerschnitt, bei zunehmender Rauchgasmenge, stark belastet ist, so daß die Eigenwiderstände des Schornsteins merklich werden. Der Schornstein ist dann, wenn er nicht genügt, nach § 42 zu untersuchen, wegen der Frage, ob der Schornstein oder der Kessel am Nichterreichen der Höchstleistung die Schuld trage, gelten sinngemäß die gleichen Gesichtspunkte wie für künstlichen Zug (§ 8, 37).

Wir setzen wieder voraus, daß ein Kessel einzeln gegen einen Schornstein arbeitet.

In Fig. 28 gibt der Unterschied zwischen den Kurven 2 und 4 denjenigen Teil der Zugstärke an, der durch Schließen des Rauchschiebers (der Rauchklappe) abgedrosselt werden muß, weil bei gegebener Schornsteinhöhe die Fuchstemperatur höher ist, als der Kessel verlangt. Zu jeder Belastung der Heizfläche gehört ein gewisser Wert dieses Mehrbetrages. Verlangen wir an einem Kessel nur die Steigerung der Heizflächenbelastung bis zu einem bestimmten Wert kleiner als der höchstmögliche, so kann der Überschuß an Zugstärke statt ihn durch Drosseln des Schiebers zu vernichten auch nutzbar gemacht werden, insbesondere durch Einbau eines Rauchgasvorwärmers (Ekonomiser), gelegentlich eines Wasserwärmers für Brauchwasser. Der Einbau eines solchen Apparates hat zweierlei Wirkung: der Widerstand seiner Züge beansprucht direkt einen Teil der überschüssigen Zugstärke; ferner geht die Temperatur der zum Schornstein gehenden Gase und damit die erzeugte Zugstärke zurück, das darf aber nicht weiter geschehen, als daß der verbleibende Zug noch für Kessel und Vorwärmer ausreicht. Die *Berechnung der zulässigen Vorwärmerleistung* sei an einem *Beispiel* gezeigt.

Die Kurven 1, 2, 4 der Fig. 28 sind in Fig. 29 wiederholt. Der Schornstein von 50 m Höhe gestattet an sich Steigerung der Leistung bis auf 43 kg/m² · st. Werden nur 30 kg/st Dampferzeugung auf 1 m² Heizfläche erzeugt, so braucht der Kessel 16 mm WS Zug, Punkt *A*; der Vorwärmer soll dabei einen Zugverlust von 8 mm WS verursachen; beide zusammen verlangen also bei 30 kg Heizflächenbelastung 24 mm Zug, Punkt *B*, und allgemein verlangen sie Zugstärken, die durch die parabolische Kurve 2′ gegeben sein werden, je nach der Belastung. Wir



Digitized by Google

projizieren $B$ nach $B'$ herüber und finden in $C'$ die für den Betrieb des mit Vorwärmer ausgestatteten Kessels nötige Rauchgastemperatur; denn die auf Kurve 1 und 4 übereinander liegenden Punkte geben immer zusammengehörige Werte von Zugstärke und Gastemperatur am Schornstein von 50 m Höhe — gleichgültig mit welchem Kessel arbeitend. Die Höhenlage von $C'$ gibt an, daß die Rauchgase den Vorwärmer mit (mindestens) 170° C verlassen müssen, wenn der Kessel nach Anbau des Vorwärmers noch 30 kg/m² · st hergeben soll. Wir projizieren $C'$ deshalb als Punkt $C$ auf die Ordinate der 30 kg Kesselleistung. Strecke $CD$ ist nun der Temperaturabfall, den die Rauchgase im Vorwärmer höchstens erleiden dürfen. Er gehört einer punktweise für verschiedene Heizflächenbelastungen zu ermittelnden Kurve 5 an. Bei 30 kg Belastung können 340 — 170 = 170° ausgenutzt werden, also rund die Hälfte der Rauchgasverluste, die der ohne Vorwärmer arbeitende Kessel hat. Durch Vervielfachen mit der Rauchgasmenge und ihrer spezifischen Wärme findet sich die Wärmemenge, die den Gasen entzogen werden darf, und die nach Maßgabe des Wirkungsgrades des Vorwärmers durch Wassererwärmung nutzbar wird. Wegen des starken Unterdruckes im Vorwärmer darf man auch die falsch von ihm angesaugte Luft nicht unbeachtet lassen. — Die Ausführung der Vorwärmerberechnung im einzelnen fällt aus dem Rahmen dieses Buches. —

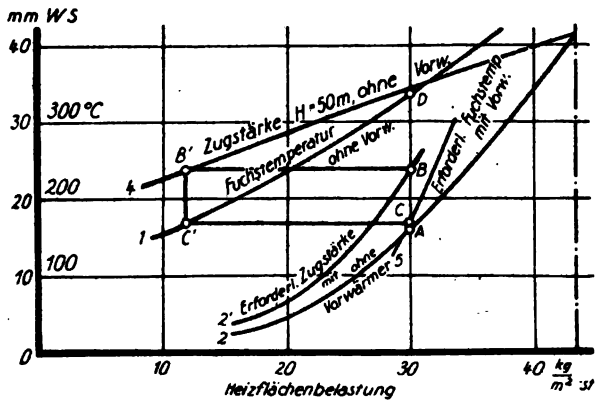



Fig. 29. Zulässige Vorwärmerheizfläche bei Aufrechthaltung bestimmter Kesselleistung.

In den vorstehenden Darlegungen ist die am Rauchschieber verfügbare Zugstärke einfach gleich dem im Schornstein erzeugten, aus der Höhe desselben und der Temperatur der Rauchgase errechneten Auftrieb gesetzt worden. Das bedeutet eine Vernachlässigung der Reibungswiderstände im Schornstein und im Hauptfuchskanal. Meist ist diese Vernachlässigung zulässig (§ 42), bei stark belasteten Schornsteinen jedoch nicht. Theoretisch sinkt die am Schornsteinfuß erzeugte Zugstärke, bei konstanter Temperatur, mit der Menge der zu bewältigenden Rauchgase. Die Verhältnisse werden dann wie bei künstlichem Zug (§ 37). Insbesondere kann dann mangelnde Zugstärke im Einsaugen falscher Luft an irgendwelchen Teilen des Kessels und daraus folgende Förderung von unnötig viel Gas seine Ursache haben, der Mangel ist dann dem Kessel und nicht dem Schornstein zur Last zu legen.

Digitized by Google

**37. Künstliche Zugerzeugungsanlage.** An künstlichen Zugerzeugungsanlagen (Saugzuganlagen) ist öfter als an Schornsteinen durch Versuch die Innehaltung gegebener Zusagen festzustellen. Schornsteine pflegen sehr reichlich bemessen zu werden, weil im Fall des Mißerfolges zu schwer Abhilfe zu schaffen ist. Saugzuganlagen werden meist knapper bemessen, weil zu große Ventilatoren dauernd einen unnützen Energiebedarf haben.

Eine sachgemäß für eine Saugzuganlage abgegebene Gewährleistung lautet wie folgt: Es wird gewährleistet, daß die Saugzuganlage die Abgase von $B$ kg Brennstoff von einem unteren Heizwert von $\mathfrak{H}$ Kalorien abführen und dabei die der Gasabführung entgegenstehenden Widerstände bis zu einer Depression von $p$ mm WS überwinden kann; die Rauchgase dürfen dabei am Fuchs nicht über $l$ fachen Luftüberschuß und nicht über $t_f°$ Temperatur haben. Der Kraftbedarf der Anlage wird $N$ PS nicht übersteigen.

Nicht immer ist der Wortlaut so exakt gefaßt, man findet wohl Gewährleistungen der Form, die Anlage werde die Abgase von $B$ kg Brennstoff abführen und $p$ mm WS Zug erzeugen, ordnungsmäßigen Zustand des Kessels und Feuers vorausgesetzt. So unbestimmte Angaben werden doch ähnlich auszulegen sein wie die genauere Formel, und Versuche sind entsprechend vorzunehmen.

Eine Zugerzeugungsanlage ist nämlich einfach *als Gasfördereinrichtung* zu betrachten. Eine solche ist in ihrer Größe bestimmt durch Angabe des zu fördernden Volumens und des Druckes, gegen den die Förderung möglich ist; von beidem hängt die zum Antrieb aufzuwendende Leistung ab. Diese Angaben also sind stets Gegenstand der Garantie. Den besonderen Verhältnissen entsprechend ist die Angabe des zu fördernden Volumens in besondere Form gekleidet. Aus der Menge des Brennstoffes und seinem Heizwert liegt erfahrungsweise die zur Verbrennung nötige Luftmenge (annähernd) fest; die Angabe der Luftüberschußzahl begrenzt dann die wirklich zu fördernde Luftmenge dem Gewicht nach, die Angabe der Temperatur (eigentlich auch noch des Barometerstandes) dem Volumen nach. Alle diese Zahlen sollen in ihrer Gesamtheit eine Mengenbestimmung sein, die nur in eine, dem Laienverständnis angepaßte, dem Zweck entsprechende Form gebracht ist. Die Benennung eines gewissen, nicht zu überschreitenden Kohlensäuregehaltes bedeutet also nicht eine Zusage an den Kesselbesitzer, die Zugerzeugungsanlage werde zur Erzielung einer so günstigen Verbrennung verhelfen, sondern eine Forderung des Lieferers der Saugzuganlage an den Kesselbesitzer: die Zugerzeugung könne nur dann $B$ kg Brennstoff verbrennen, wenn die Rauchgasmenge nicht unangemessen groß ist. Der Luftüberschuß und die Temperatur am Fuchs sind Daten, die vom Kessel (Dichtheit des Mauerwerkes, Heizfläche) und seiner Betriebsweise abhängen, nicht von der Art der Zugerzeugung. Ähnlich steht es auch mit der Zugstärke. Man darf sich durch die Benennung der Anlage als Zugerzeugungsanlage nicht verleiten lassen, zu meinen, die Erzeugung der $p$ mm WS Zugstärke sei Sache und Zweck der Anlage, und aus dem Fehlen der vollen Zugstärke zu folgern, die An-



Digitized by Google

lage sei unzureichend. Die richtige Auffassung wird durch den an erster Stelle gegebenen Wortlaut der Gewährleistung angedeutet. Wie groß bei richtiger Rauchgasmenge die Zugstärke am Fuchs ausfällt, hängt vom Widerstand der Feuerzüge ab; wenn der Widerstand geringer ist, als der Berechnung der Saugzuganlage zugrunde lag, so hat man durch Drosseln der Züge oder besser durch Regeln der Umlaufzahl dafür zu sorgen, daß nicht nach den Gesetzen der Kreiselgebläse (oder Strahlgebläse) die Förderung und damit der Kraftverbrauch zu groß wird. Hat man alles gut eingeregelt, so ist ein mäßiger Wert der Zugstärke wegen des kleineren Kraftverbrauches nur ein Vorzug — allerdings der Kessel-, nicht der Saugzuganlage. Die Angabe der Zugstärke in der Garantie begrenzt im Interesse des Lieferers dessen Garantie: die zugesagte Luftmenge brauche nicht mehr, mindestens nicht mehr mit dem genannten Kraftaufwand geliefert zu werden, wenn dazu infolge unerwartet großer Kesselwiderstände die Zugstärke über $p$ mm wachsen müßte. Stellt der Versuch fest, daß die zugesagte Brennstoffmenge nicht ganz verbrannt werden kann, und wird dabei gleichzeitig eine zu große Zugstärke gemessen, so ist der Kessel und sein Lieferer an der Minderleistung schuldig. Um aus den Versuchsdaten, mangels Gelegenheit zu einem zweiten Versuch, zu ermitteln, ob bei richtigem Widerstand der Kesselzüge die Saugzuganlage genügt hätte, kann man sich der Gesetze der Kreiselgebläse (§ 138) bedienen.

Bei der Beurteilung der Frage, ob am Versagen einer Gesamtanlage eine künstliche Zuganlage die Schuld trage, darf man sich nie zu sehr von Reminiszenzen an das Verhalten von Anlagen mit Schornsteinzug beeinflussen lassen. Ein Punkt in dieser Hinsicht ist der folgende: bei Anlagen mit Schornsteinzug bedingen Zug und Verbrennung in der Entstehung einander; bei Anlagen mit Saugzug wird der Zug zunächst zwangsweise hergestellt, die Verbrennung wird erst dann eingeleitet.

Der Unterschied ist gleichartig mit dem zwischen der Dynamomaschine mit Selbsterregung und der magnetelektrischen Maschine mit Fremderregung. Bei ersterer müssen gewisse Bedingungen erfüllt sein, damit die Erregung selbsttätig eintritt, während in jedem Fall eine Maschine, ist sie erst einmal in Gang, Strom weiter liefern kann auch bei Erregung durch eigenen Strom. Ähnlich kann es bei der schornsteinbetriebenen Feuerungsanlage vorkommen, daß der Schornstein, einmal angewärmt, dauernd weiterhin Zug gibt, daß aber erstmalig die Zugerzeugung nicht in Gang kommt deshalb, weil die von den Feuergasen durchstrichene Heizfläche noch kalt zu groß ist und daher die Auskühlung der Heizgase zu weit geht; hinderlich ist es in diesem Fall stets, wenn die Feuergase nicht gleich hinter dem Rost aufzusteigen haben, und wenn irgendwo im Verlauf der Züge ein längerer absteigender Weg zu durchmessen ist, den die Feuergase nicht überwinden können. Aber auch zu großer Durchmesser des Schornsteins kann die Ursache dafür sein, daß Selbsterregung ausbleibt. Es ist bekannt, daß man bei Stubenöfen dann durch schnelles Verbrennen z. B. von Papier Abhilfe schafft, oder daß man mittels eines am Schornsteinfuß abgebrannten Lockfeuers den Zug erstmalig in Gang bringt.

Digitized by Google

Die fehlende Selbsterregung wird also nicht immer im Schornstein, meist wird sie in der Feuerung ihre Ursache haben.

**38. Verluste in einer Dampfleitung.** In Tabelle 11 sind Beobachtungen zusammengestellt, die einerseits am Dampfkessel, andererseits an der zugehörigen Dampfmaschine gemacht waren, so daß dadurch also die Werte vom Anfang und vom Ende der zwischenliegenden Dampfleitung mit einander verglichen werden. Die genauen Abmessungen der Leitung werden nicht gegeben, weil sie sich aus Stücken verschiedenen Durchmessers zusammensetzt, so daß eine Nachrechnung der Druckverluste umständlich wäre; nur die gesamte äußere Oberfläche der unverkleidet gedachten Leitung sei mit rund 12,7 $m^2$ angegeben; die Leitung war dann mit Ausnahme der Flanschen in üblicher Weise isoliert.

Die durch die Leitung gehende Dampfmenge war verändert worden. Dabei hätte man nun sachgemäß die Überhitzungstemperatur unverändert lassen sollen. Änderung der Anfangs- — oder auch der verlangten End- — Überhitzungstemperatur bei unveränderter Menge hätte dann eine weitere Reihe gegeben. Die vorliegende Reihe, einer Gelegenheit entstammend, ist so sauber nicht durchgeführt, und die Überhitzung hat daher jederzeit den Wert, den der Kessel ihr spontan erteilt, vergleiche Fig. 21, S. 103. Der Einfluß der Menge und der Überhitzung überlagern sich also. Bei den drei Versuchen *F*, *B* und *C* ist der Dampf am Ende der Leitung noch nicht überhitzt, bei *F* und *B* wird er zweifellos feucht sein, die dadurch beeinflußten Werte sind entweder in Klammern gesetzt oder mit den Zeichen $>$ und $<$ gekennzeichnet.

Beobachtet wurde die aus der Leitung ausgeschiedene Wassermenge. Am Ende der Leitung befand sich ein Wasserabscheider, das abgeschiedene Wasser wurde in üblicher Weise durch einen Wasserableiter hindurch herausgenommen. Damit von dem heißen Kondensat nicht viel verdampft, muß entweder eine Kühlschlange angewendet werden, oder einfacher, man läßt das Kondensat durch ein Rohr mit eintauchender Mündung in einen halb mit kaltem Wasser gefüllten Behälter ablaufen, der auf einer Wage steht, um die Gewichtszunahme zu beobachten.

Das *Leitungskondensat* nimmt mit der abnehmenden Dampfentnahme allmählich zu; das scheint nicht nur eine Folge der abnehmenden Überhitzung zu sein, denn von Versuch *J* bis *E* hat sich die Überhitzung kaum verändert. Bemerkenswert ist, daß Kondensat noch dann abgeschieden wird, wenn die Leitung durchweg überhitzten Dampf führt. Wenn jedoch bei Versuch *F* und *B* Teile der Leitung ohne Überhitzung bleiben, dann wird die abgeschiedene Menge gleich erheblich größer.

Aus den Angaben des Druckes und der Temperatur am Anfang und am Ende der Leitung ergibt sich der Druckverlust und der Temperaturverlust in der Leitung; ersterer nimmt mit der Dampfmenge zu — unregelmäßig, weil die Messung mittels einfacher Manometer für den Zweck nicht genügt. Aus den gleichen Angaben folgt der Wärmeinhalt des Dampfes an beiden Stellen, und durch Vervielfachen mit der Dampfmenge läßt sich finden, wieviel Wärme der Dampf einerseits in die Leitung hineinführt, wieviel er andererseits aus ihr herausgibt. Der Unter-

Digitized by Google

Tabelle 11. Verluste in

Länge rd. 30 m, Durchmesser 150, 125, 110 mm. Ganze Oberfläche
Die Leitung ist isoliert.

| | Versuch Nr. | F |
|---|---|---|
| 1 | Dampfabgabe des Kessels $D_1$[1]) . . . . . kg/st | 556 |
| 2 | Dampfzustand: Druck $p_1$ . . . . . at | 13,05 |
| 3 | „ Temperatur $t_1$ . . . . . °C | 255 |
| 4 | „ Wärmeinhalt $i_1$ . . . . . kcal/kg | 705,6 |
| 5 | Wärmeaufnahme der Leitung $D_1 \cdot i_1$ . . . . . 1000 kcal/st | 392,1 |
| 6 | Leitungskondensat $D'$ . . . . . kg/st | 45,8 |
| 7 | Dampfabgabe der Leitung $D_2 = D_1 - D'$ . . . . . kg/st | 510 |
| 8 | Dampfzustand: Druck $p_2$ . . . . . at | 12,95 |
| 9 | „ Temperatur $t_2$ . . . . . °C | 190? |
| 10 | „ Wärmeinhalt $i_2$ . . . . . kcal/kg | $<$ 668,8 |
| 11 | Wärmehergabe der Leitung $D_2 \cdot i_2$ . . . . . 1000 kcal/st | $>$ 341,1 |
| 12 | Verlust in der Leitung: Druck $p_1 - p_2$ . . . . . at | 0,10 |
| 13 | „ „ „ „ Temperatur $t_1 - t_2$ . . . . . °C | (65) |
| 14 | „ „ „ „ Wärmemenge $D_1 i_1 - D_2 i_2$ . . . 1000 kcal/st | $>$ 51 |
| 15 | „ „ „ „ „ . . . . . % | $>$ 9,2 |
| 16 | Flüssigkeitswärme $q'$ zu $\frac{1}{2} \cdot (p_1 + p_2)$ . . . . . kcal/kg | 193 |
| 17 | Aus dem Kondensat rückgewinnbar $D' \cdot q'$ . . . . . 1000 kcal/st | 8,8 |
| 18 | Verlust an Wärme bei Rückgewinnung der Kondensatwärme „ | $>$ 42 |
| | Der Rückgewinn beträgt: | |
| 19 | bezogen auf die nutzbar übertragene Wärme . . . . . % | (2,6) |
| 20 | bezogen auf den Verlust . . . . . % | 20,8 |
| 21 | Mittlere Temperatur der Leitung $\frac{1}{2} \cdot (t_1 + t_2) = t_m$ . . . . . °C | (222) |
| 22 | Überschuß über die Umgebung $t_m - 25$ . . . . . °C | (197) |
| 23 | Wärmeverlust für 1 m² und 1 °C . . . . . kcal/m² · °C · st | |
| | Bis herab zu 0,2 at Gegendruck: | |
| 24 | Wärmegefälle am Anfang $i'$ . . . . . 1000 kcal/st | |
| 25 | Wärmegefälle am Ende der Leitung $i''$ . . . . . „ | |
| 26 | Theoretische Arbeitsausbeute am Anfang $D_1 \cdot i'$ . . „ | |
| 27 | Theoretische Arbeitsausbeute am Ende der Leitung $D_2 \cdot i''$ „ | |
| 28 | Arbeitsverlust infolge der Leitungsverluste . . . . . „ | |
| 29 | Derselbe . . . . . % | |
| | Bis herab zu 1 at Gegendruck: | |
| 30 | Wärmegefälle am Anfang $i'$ . . . . . 1000 kcal/st | |
| 31 | Wärmegefälle am Ende der Leitung $i''$ . . . . . „ | |
| 32 | Theoretische Arbeitsausbeute am Anfang $D_1 \cdot i'$ . . „ | |
| 33 | Theoretische Arbeitsausbeute am Ende der Leitung $D_2 \cdot i''$ „ | |
| 34 | Arbeitsverlust infolge der Leitungsverluste . . . . . „ | |
| 35 | Derselbe . . . . . % | |

schied ist der Wärmeverlust in der Leitung: er nimmt mit steigender Dampfmenge kräftig zu, prozentisch nimmt er jedoch ab. Der prozentische Verlust beträgt schon bei der vorliegenden kurzen Leitung mehrere Prozente.

Der *Wärmeverlust* ist belegt durch den Temperaturverlust und andererseits durch das, was dem Kondensat an latenter und an Flüssigkeitswärme entspricht. Letztere ist jedoch nicht unbedingt verloren,

[1]) Die Zahlen weichen von denen der Tab. 8 etwas ab, weil sie sich auf eine andere Versuchsdauer beziehen.

Digitized by Google

einer Dampfleitung.

unumhüllt mit einigen toten Enden rd. 12,7 m². auch an den Flanschen.

| B | C | D | J | E |
|---|---|---|---|---|
| 936 | 988 | 1430 | 1831 | 2195 |
| 12,87 | 12,72 | 12,71 | 12,51 | 12,42 |
| 269 | 284 | 279 | 313 | 310 |
| 713,3 | 721,4 | 718,8 | 736,7 | 735,3 |
| 667,5 | 712,5 | 1027 | 1348 | 1613 |
| 23,2 | 17,8 | 16,0 | 12,7 | 10,0 |
| 913 | 970 | 1414 | 1818 | 2185 |
| 12,67 | 12,65 | 12,52 | 12,25 | 12,07 |
| 187 | 186 | 195 | 229 | 229 |
| < 668,6 | 668,6 | 672,2 | 692 | 692,1 |
| > 610,5 | 648,5 | 950 | 1257 | 1511 |
| 0,20 | 0,07 | 0,19 | 0,26 | 0,35 |
| (82) | 98 | 84 | 84 | 81 |
| > 57 | 64 | 77 | 91 | 102 |
| > 6,1 | 6,5 | 5,4 | 5,0 | 4,7 |
| 192 | 192 | 192 | 191 | 190 |
| 4,45 | 3,4 | 3,1 | 2,4 | 1,9 |
| > 53 | 61 | 74 | 89 | 100 |
| (0,73) | 0,52 | 0,33 | 0,19 | 0,13 |
| 8,4 | 5,6 | 4,2 | 2,7 | 1,9 |
| (228) | 235 | 237 | 271 | 270 |
| (203) | 210 | 212 | 246 | 245 |
| | 24,0 | 28,6 | 29,1 | 32,8 |
| | 171,7 | 170,6 | 177,8 | 176,8 |
| | 152,7 | 155,2 | 160,0 | 160,0 |
| | 169,6 | 243,9 | 325,5 | 388,1 |
| | 148,1 | 219,4 | 290,9 | 349,6 |
| | 21,5 | 24,5 | 34,6 | 38,5 |
| | 12,7 | 10,2 | 10,6 | 9,9 |
| | 116,4 | 115,9 | 121,2 | 120,6 |
| | 101,8 | 103,7 | 107,0 | 106,9 |
| | 115,0 | 165,7 | 221,9 | 264,7 |
| | 98,7 | 146,6 | 194,5 | 233,6 |
| | 16,3 | 19,1 | 27,4 | 31,1 |
| | 14,2 | 11,5 | 12,3 | 11,8 |

sie kann rückgewonnen werden, indem man das Kondensat verlustlos, also mit der Kondensationstemperatur wieder in den Kessel speist. Die durch Rückspeisung gewinnbare Wärmemenge ist das Produkt aus der Kondensatmenge $D'$ und (sehr annähernd) der Flüssigkeitswärme $q'$, die dem mittleren Druck $\frac{1}{2}(p_1 + p_2)$ entspricht. Der Verlust, der durch Rückspeisung vermieden werden könnte, ist nicht eigentlich der Leitung zur Last zu legen. Er macht bei der vorliegenden kurzen Leitung nur einen kleinen Prozentsatz der übertragenen Wärmemenge aus, dagegen einen erheblichen Prozentsatz der Verluste. Wenn also bei einer längeren Leitung die Verluste überhaupt und damit die Kondensationsmengen bedeutend werden — bei Fernheizleitungen —, so wächst auch das, was durch Rückspeisung zu bessern ist — oder durch Verminderung der Kondensatmengen bei Anwendung von Überhitzung.

Daß übrigens der Wärmeverlust nicht nur proportional der Temperatur gesteigert wird, zeigt die Berechnung des Wärmeverlustes für 1° Temperaturunterschied, Zeile 23. Diese Zahl steigt, teils infolge der größeren Dampfgeschwindigkeit — Steigerung der Konvektion im Inneren der Leitung —, teils infolge zunehmenden Strahlungsanteiles.

Der Wärmeverlust bei vorliegender Leitung machte 4,7 bis über 9,2% der durchgehenden Wärmemenge aus. Größer ist der Verlust, den die Arbeitsfähigkeit des Dampfes erleidet. Er berechnet sich im Beispiel des Versuches *D* wie folgt: Dem Anfangszustand des Dampfes 12,71 at, 279° C entspricht, dem *i s*-Diagramm (§ 57, 71) zu entnehmen, ein Wärme-

Digitized by Google

gefälle, herab bis zu 0,2 at Kondensatordruck gerechnet, von 170,6 kcal/kg, entsprechend $170{,}6 \cdot 1430 = 243\,900$ kcal/st in der Dampfmenge, die in die Leitung tritt. Dem Zustand des Dampfes am Ende der Leitung entspricht, bis zum gleichen Druck herab, nur noch 155,2 kcal/kg oder 219 300 kcal/st in der aus der Leitung tretenden Menge. Der Verlust an Arbeitsfähigkeit ist also $243\,900 - 219\,300 = 24\,600$ kcal/st oder 10,1% der ursprünglichen Arbeitsfähigkeit von 243 900 kcal/st.

Der *Verlust an Arbeitsfähigkeit* (10,1%) ist also größer als der Wärmeverlust (5,4% bei Versuch *D*); noch größer (11,4%) wird der Verlust an Arbeitsfähigkeit, wenn wir als untere Grenze der Ausnutzbarkeit 1 at einführen statt 0,2 at (Auspuff- statt Kondensationsbetrieb). Bei Bemessung der Dampfleitung von Maschinenanlagen sollte auf tunliche Verringerung der Verluste an Arbeitsfähigkeit gesehen werden; diese erhöhen sich, wie der Anblick des $i\,s$-Diagrammes ohne weiteres zeigt, sowohl bei zu enger Leitung durch Drosselung als auch bei zu weiter Leitung durch Temperaturverlust.

Die prozentischen Verluste sind hierbei von der in die Leitung hineingehenden Menge gerechnet, so wie man die Verluste am Dampfkessel, an der Gasmaschine zu beziehen pflegt.

## b) Verbrennung.

**39. Allgemeines.** Am Dampfkessel sind zwei Vorgänge deutlich unterscheidbar: die Erzeugung der Wärme in der Feuerung und die Übertragung der Wärme auf das Wasser durch die Heizfläche hindurch. Beide Vorgänge kommen unabhängig vom Dampfkessel auch anderweit vor und können dann für sich untersucht werden. Insbesondere sind beide im bisherigen nur in ihrem Endergebnis untersucht worden; besonders aber der Verbrennungsvorgang fester Brennstoffe ist ein so komplexer, aus zeitlich oder räumlich verschiedenen Bestandteilen zusammengesetzter Vorgang, daß eine Untersuchung im einzelnen sehr lehrreich ist.

Am einfachsten und klarsten lassen sich die grundsätzlich wichtigsten Vorgänge an der Verbrennung von Koks erläutern, wie sie im Schachtofen erfolgt (§ 40). Zur Vereinzelung der Vorgänge bei der Verbrennung von Steinkohle eignet sich der Kettenrost (§ 41).

**40. Verbrennung von Koks im Schachtofen.** Im Schachtofen geht Luft von unten in die Brennstoffschicht hinein. Bei der Verbrennung von Koks, zumal nachdem er längere Zeit durchgebrannt ist, so daß Schwefel und Wasserstoff ausgetrieben sind, kommt sie in Berührung mit reinem Kohlenstoff C. Sie reichert sich beim Durchstreichen der Kohlenstoffschicht mit Kohlenstoff an und bildet dadurch Kohlensäure $CO_2$ oder Kohlenoxyd CO. Wir wollen verfolgen, wie diese Anreicherung innerhalb der Brennstoffschicht allmählich vor sich geht; sie entspricht etwa dem Vorgang, wenn sich eine Schicht eines festen Körpers in einer hindurchströmenden Flüssigkeit auflöst und diese sich beim Hindurchströmen allmählich anreichert.

Digitized by Google

Die *Versuchseinrichtung* zeigt Fig. 30. Durch einen gewöhnlichen eisernen Ofen ist zentral ein kaltwarmes Rohr (Techn. Mess. § 122) hindurchgesteckt. Das Rohr ist verschiebbar und kann in verschiedener Höhe durch ein Stützblech abgestützt werden. Das Rohr wird in leicht ersichtlicher Weise von unten her mit Wasser gespeist, das erwärmte Wasser läuft nach oben ab. Bei $c_1$ und $d_1$ ist das kaltwarme Rohr angebohrt und an die Bohrung nach innen ein Kupferrohr von 1 mm lichter Weite angeschlossen, das bald in ein weiteres übergeht. Aus den beiden Öffnungen wird Gas nach unten und nach oben abgesaugt, und zwar je nach der Einstellung des Rohres aus verschiedener Höhenlage der Brennstoffschicht. Ist der Ofen auf die Brücke einer Dezimalwage gesetzt, so kann man auch die Abnahme des Brennstoffgewichtes und daher den Abbrand messen. Dazu muß dann der Wasserinhalt im Wasserkreislauf unverändert erhalten werden mittels eines Überlaufes, durch den stets Wasser abtropfen soll, so wie vom Junkers-Kalorimeter bekannt (Techn. Mess. § 113). — Bei eisernen Öfen pflegt der Rost tiefer zu liegen als in Fig. 30, Luft tritt dann auch durch einen Hängerost zum Brennstoff, und eine bestimmte Höhenlage des Brennstoffes über den Rost läßt sich nicht angeben. Diese Unsicherheit zu vermeiden, ist der Rost in Fig. 30 höher gelegt worden; er wird durch einen kreuzförmigen Rostträger gehalten, der mit dem Rost am kaltwarmen Rohr herabgleiten kann, wenn man die ihn stützende Gabel fortzieht.

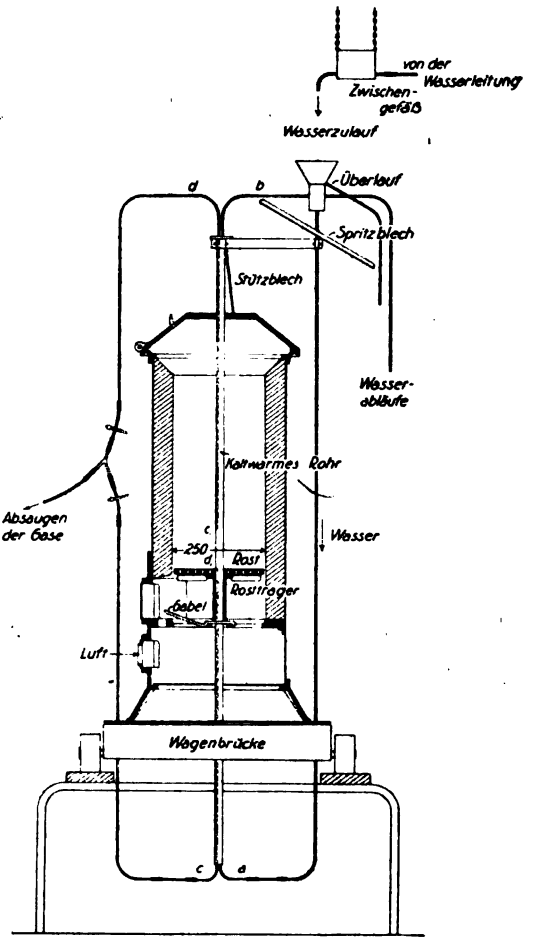



Fig. 30. Versuchseinrichtung zur Untersuchung der Verbrennung von Koks.

Zum *schnellen Absaugen der Gase* aus verschiedenen Höhenlagen, zu praktisch gleicher Zeit aus mindestens vier Höhenlagen, dient die Flaschenanordnung Fig. 31. Die Flaschen II und III bilden einen Aspirator zum Freisaugen der Leitung, Flasche I steht tief genug,

Digitized by Google

damit sich in sie hinein das Wasser aus den Flaschen 1 bis 4 entleert, sobald man die Quetschhähne öffnet.

Mittels des Orsatapparates wird nun in schneller Folge für verschiedene Höhenlagen der Gehalt der Gase an Kohlensäure und an Sauerstoff bestimmt. Prozentisch sei er mit $k$ und $o$ bezeichnet. Unter der Annahme, daß reiner Kohlenstoff verbrennt, läßt sich dann auch der *Anteil der übrigen Bestandteile*, Kohlenoxyd und Stickstoff, in den Gasen an der gleichen Stelle *durch Rechnung finden*, wir bezeichnen ihn prozentisch mit $c$ und $n$. Die Luftüberschußzahl sei $l$.

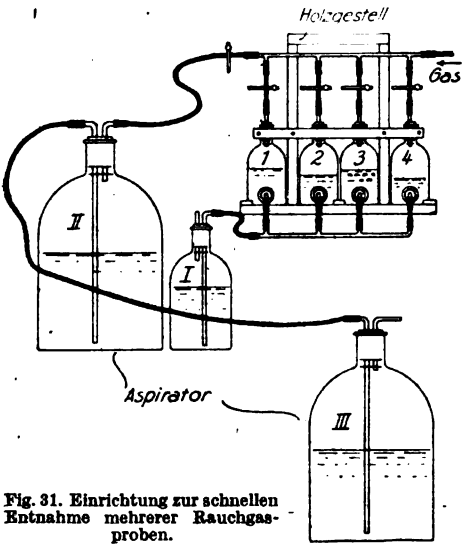



Fig. 31. Einrichtung zur schnellen Entnahme mehrerer Rauchgasproben.

Erstens gilt nämlich

$$k + o + c + n = 100 \quad . \quad . \quad (1)$$

Weiter ist bekannt, daß beim Übergang von Sauerstoff durch Kohlenstoffaufnahme in Kohlensäure keine Volumenvermehrung stattfindet, daß aber beim Übergang von Sauerstoff durch Kohlenstoffaufnahme in Kohlenoxyd eine Vergrößerung des Volumens auf das Doppelte des verbrauchten Sauerstoffs erfolgt. Da nun ursprünglich Sauerstoff und Stickstoff in der Luft im Verhältnis 21 : 79 gemischt sind, so muß auch sein

$$\frac{k + o + \frac{1}{2}c}{n} = \frac{21}{79} \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Da $k$ und $o$ gemessen sind, so sind also nur $n$ und $c$ in den Gleichungen 1 und 2 unbekannt und lassen sich ausrechnen. Es wird

$$c = 42 \cdot \frac{100}{121} \cdot \left(1 - \frac{k + o}{21}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

$$n = 79 \cdot \frac{100 + (k + o)}{121} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Diese Formeln ergeben richtig als Grenzwert, daß für $k + o = 21$ wird: $c = 0$, $n = 79$ (vollkommene Verbrennung). Andererseits für $k + o = 0$ wird: $c = 42 \cdot \frac{100}{121} = 34{,}7$; $n = 79 \cdot \frac{100}{121} = 65{,}3$ (ganz unvollkommene Verbrennung). Weil nämlich im letzteren Fall 21 Raumteile Sauerstoff der Luft 42 Raumteile Kohlenoxyd ergeben haben, und weil daher aus 100 Raumteilen Luft 121 Raumteile Verbrennungsgas werden, so erklärt sich daraus der Bau der Formeln, deren

Digitized by Google

Ergebnisse Fig. 32 darstellt. — Für die Rechnung schreibt man bequemer

$$c = 34{,}7 - 1{,}65 \cdot (k + o) \quad \ldots \ldots \quad (3a)$$

$$n = 0{,}653 \cdot (100 + k + o) \quad \ldots \ldots \quad (4a)$$

Setzen wir diese Werte von $c$ und $n$ in die übliche Luftüberschußformel (Techn. Mess. § 116)

$$l = \frac{n}{n - \frac{79}{21} \cdot \left(o - \frac{1}{2} c\right)} \quad \ldots \quad (5)$$

ein, so ergibt sich durch längere, aber einfache Umformungen

$$l = \frac{100 + (k + o)}{200 \cdot \frac{21 - o}{21} - \frac{79}{21} \cdot k} \quad \ldots \quad (6)$$

oder für die Rechnung bequemer

$$l = \frac{100 + (k + o)}{200 - 5{,}78 \cdot o - 3{,}76 \cdot (k + o)} \quad (6a)$$

Gleichung (5) gilt bekanntlich allgemein, Gleichung (6) und (6a) gelten jedoch nur für reinen Kohlenstoff.

Man kann auch die gesamte Menge der Luft bzw. der Verbrennungsgase und daraus weiterhin finden, wie die insgesamt abbrennende Kohlenmenge aus den einzelnen Höhenlagen entnommen wird. Die insgesamt abbrennende Kohlenmenge $B$ ist nämlich mittels der Wage bestimmt, auf der der ganze Ofen Fig. 30 steht, und durch Analyse der Abgase im Fuchs ist der endgültige Luftüberschuß $l_o$ ermittelt; so hat man die in den Brennstoff eingetretene Luftmenge $L_1$ aus der Gleichung

$$L_1 = 8{,}85 \cdot B \cdot l_o \quad \ldots \ldots \quad (7)$$

Es ist nämlich

$$L_{\min} = \frac{32}{12} \cdot \frac{100}{21} \cdot B \cdot \frac{1}{1{,}43} = 8{,}85 \cdot B$$

die zur Verbrennung von $B$ kg Kohlenstoff theoretisch erforderliche Luftmenge in $m^3 \left(\frac{0}{760}\right)$.

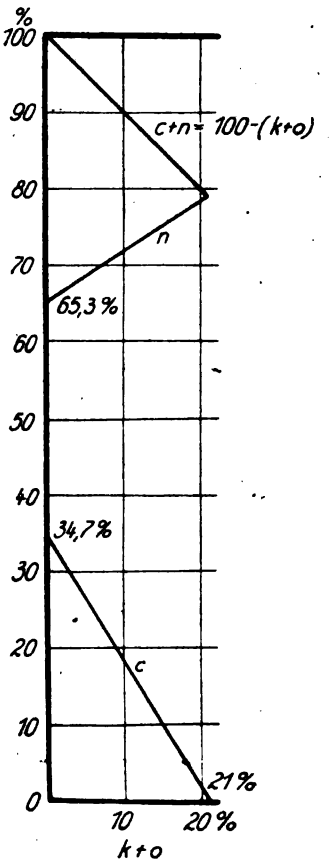



Fig. 32.
Gaszusammensetzung bei Verbrennung von Kohlenstoff.

Diese Luftmenge ist, da der Ofenschacht luftdicht ist, für alle Höhenlagen über dem Rost dieselbe wie oberhalb der ganzen Brennstoffschicht. Haben wir also die Luftüberschußzahl $l$ im Inneren der Schicht, und zwar $h$ m über dem Rost, gemessen, so haben wir nun umgekehrt

$$b = \frac{L_1}{8{,}85 \cdot l} \quad \ldots \ldots \quad (7a)$$

Digitized by Google

als diejenige Brennstoffmenge, die vom Rost bis herauf zu jener Höhenlage $h$ abgebrannt ist, wo eine Luftüberschußzahl $l$ ermittelt wurde: der *Abbrand* vom Rost bis zur Höhe $h$. Der Abbrand in der Höhenlage $h$ dagegen wäre durch den Ausdruck $\frac{db}{dh}$ gegeben. — Es ist

$b = \int_0^h \frac{db}{dh} \cdot dh$ und $B = \int_0^H \frac{db}{dh} \cdot dh$, wenn $H$ die ganze Schichthöhe ist.

Man kann den Abbrand auf den Ofenquerschnitt oder aber auf 1 m² Ofenquerschnitt beziehen.

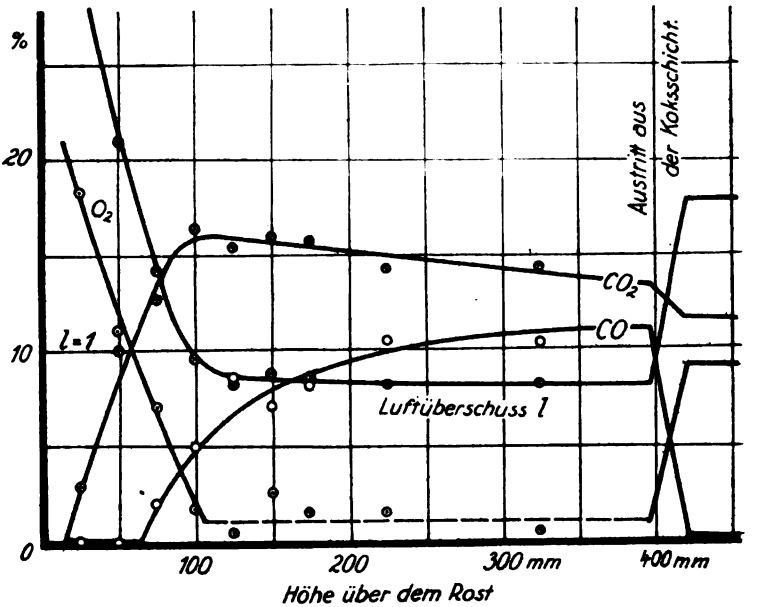



Fig. 33. Verbrennung von Koks bei mäßiger Rostbelastung.

Die Rechnung gilt nicht nur für die Höhenlagen vollkommener Verbrennung zu $CO_2$, sondern wegen der Allgemeingültigkeit von Formel (5) ohne weiteres für die Höhenlagen, wo die Luftüberschußzahl unter $l = 1$ herabging; denn auch die Formeln (6) und (6a) beachten verkappt den CO-Gehalt.

Man kann weiter *den Beitrag der einzelnen Höhenschichten zur Wärmeerzeugung* finden. Bei vollkommener Verbrennung von $b$ kg Kohlenstoff entsteht zunächst die Wärmemenge

$$Q_1 = 8140 \cdot b \,. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

Da indessen der Heizwert des Kohlenstoffs beim Übergang zu CO nur 2440 kcal/kg (statt 8140) ist, so werden bei nachgängiger Reduktion der

Digitized by Google

$CO_2$ zu CO wieder gebunden 8140 — 2440 = 5700 kcal/kg verbrannten Kohlenstoffs, und da bis zur Höhenlage $h$ die Kohlenstoffmenge $b \cdot \frac{c}{c+k}$ zur Bildung von CO verwendet worden ist, so wird durch Reduktion die Wärmemenge

$$Q_2 = 5700 \cdot b \cdot \frac{c}{c+k} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8a)$$

wieder gebunden sein.

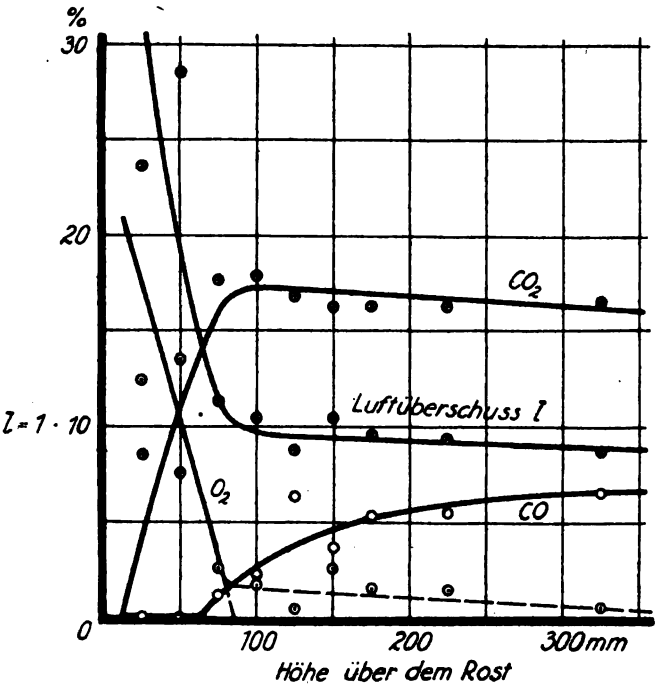



Fig. 34. Verbrennung von Koks bei hoher Rostbelastung.

Bis zur Höhe $h$ ist dann jederzeit die Wärmemenge

$$Q = Q_1 - Q_2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8b)$$

in Freiheit gesetzt.

Beispiele zweier ausgeführter Versuche[1]) gibt Tabelle 12 und Fig. 33 bis 36. Die Zugstärke und daher der Abbrand ist beidemal merklich verschieden: 1,59 gegen 3,8 kg/st.

Der Luftüberschuß bleibt über $l = 1$ bis zu etwa 100 mm Höhe über dem Rost, bis dahin sind die Gase oxydierend; weiterhin ist $l < 1$, die Gase sind reduzierend, Abbrand und Wärmeentwicklung nehmen nur noch langsam zu. In 100 mm Höhe findet sich also, scheinbar unabhängig von der Rostbelastung, eine *neutrale Zone*.

[1]) Ausführlicher besprochen in Feuerungstechnik 1917, Nr. 1, 2 und 3.

Digitized by Google

Tabelle 12. Verbrennung von Kohlen-
Schachtdurchmesser 250 mm, als

| | Versuch Nr. | | 1 | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Abbrand $B$ | kg/st | | | | | 1,59 | |
| 2 | Primärluftmenge $L_1 = 8{,}85\,B \cdot l_{min}$ | $m^3 \binom{0}{760}$/st | | | | | $8{,}85 \cdot 1{,}59 \cdot 0{,}81$ | |
| 3 | Sekundärluftmenge $L_2 = 8{,}85\,B \cdot (l_o - l_{min})$ | „ | | | | | $8{,}85 \cdot 1{,}59 \cdot (1{,}79 - 0{,}81)$ | |
| 4 | Gesamtluftmenge $L = L_1 + L_2$ | „ | | | | | | |
| 5 | Temperatur im Ofenschacht, geschätzt nach dem Auge | °C | | | | | 650 | |
| 6 | Unterdruck im Aschfall $p_u$ | mm WS | | | | | 0,66 | |
| 7 | Unterdruck im Ofenkopf $p_o$ | „ | | | | | 1,02 | |
| 8 | Druckverlust in der Brennstoffschicht $p_o - p_u$ | „ | | | | | 0,36 mm WS | |
| 9 | Höhenlage über dem Rost $h$ | m | 0,025 | 0,050 | 0,075 | 0,1 | 0,125 | 0,15 |
| 10 | Gasgehalt $k$ an $CO_2$ gemessen | % | 2,9 | 10,0 | 12,8 | 16,3 | 15,4 | 16,0 |
| 11 | Gasgehalt $o$ an $O_2$ gemessen | % | 18,2 | 11,0 | 7,0 | 1,7 | 0,4 | 0,8 |
| 12 | $k + o$ als Kontrolle | % | 21,1 | 21,0 | 19,8 | 18,0 | 15,8 | 16,8 |
| 13 | Gasgehalt $c = 34{,}7 - 1{,}65 \cdot (k+o)$ an CO berechnet | % | 0 | 0 | 2,0 | 5,0 | 8,6 | 7,0 |
| 14 | Gasgehalt $n = 0{,}653 \cdot (100 + k + o)$ an $N_2$ berechnet | % | 79,0 | 79,0 | 78,2 | 77,0 | 75,6 | 76,2 |
| 15 | Luftüberschußzahl $l = \frac{100 + k + o}{200 - 5{,}78\,o - 3{,}76 \cdot (k+o)}$ | — | 7,75 | 2,10 | 1,41 | 0,96 | 0,84 | 0,88 |
| 16 | Abbrand $b = \frac{L_1}{8{,}85 \cdot l}$ bis zur Höhe $h$ | kg/st | 0,17 | 0,61 | 0,92 | 1,34 | 1,54 | 1,45 |
| 17 | Dissoziationsgrad $\alpha = \frac{c}{c + k}$ | — | 0 | 0 | 0,14 | 0,24 | 0,36 | 0,30 |
| 18 | Primäre Wärme $Q_1 = 8140\,b$ aus Bildung von $CO_2$ | kcal/st | 1350 | 4980 | 7450 | 10 910 | 12 530 | 11 810 |
| 19 | Wärmeverbrauch $Q_2 = 5700\,b \cdot \frac{c}{c + k}$ für Dissoziation | „ | 0 | 0 | 710 | 1 800 | 3 140 | 2 520 |
| 20 | Gesamte bis zur Höhe $h$ erzeugte Wärme $Q = Q_1 - Q_2$ | „ | 1350 | 4980 | 6740 | 9 110 | 9 390 | 9 290 |

Jeden Rost mit gegebener Schichthöhe kann man betrachten als den unteren Teil des Füllschachtes bis zu eben derselben Höhe $h$ über dem Rost — vorausgesetzt natürlich, daß auch Koks verbrennt und daß die auf den Quadratmeter Querschnitt durchgesaugte Luftmenge dieselbe, die Zugstärke also entsprechend schwächer ist.

Durch die Versuche wird widerlegt oder doch als ungenau gekennzeichnet die übliche Ausdrucksweise, *unvollkommene Verbrennung* sei die *Folge von Luftmangel*, und namentlich: zu großer *Luftüberschuß* sei eine *Folge der Zuführung von zu viel Luft*. Durch die Menge richtig zugeführter Luft wird nicht die Zusammensetzung der endgültigen Rauchgase, sondern nur die Menge abgebrannter Kohle festgelegt. Die Zusammensetzung der Rauchgase aber hängt ab von der Höhe der Kohlenschicht und von der Zuführung von Nebenluft. Hohe Kohlenschicht ergibt CO-Bildung und verlangt daher die Zuführung einer genügenden Menge von Sekundärluft oberhalb der Schicht. Luftüberschuß aber rührt entweder von zu geringer Schichthöhe her oder aber davon, daß durch Löcher in der Schicht oder Undichtheiten des Verbrennungsraumes falsche Luft, vielleicht auch richtige Sekundärluft in zu großer Menge angesaugt wird. — In Tabelle 12 sind die Primär- und die

Digitized by Google

stoff (Koks) im Schachtofen.
Rostfläche 0,0491 m².

| 1 | 2 |
|---|---|
| = 11,4 m³/st<br>= 13,8 „<br>25,2 m³/st | $\frac{8,85 \cdot 3,8 \cdot \frac{3,8}{0,88}}{8,85 \cdot 3,8 \cdot (1,50 - 0,88)}$ = 29,6 m³/st<br>= 20,8 „<br>50,4 m³/st |

$\frac{900}{1,3}$
$4,9$

zuzüglich Auftrieb — 3,6 mm WS zuzüglich Auftrieb

| | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0.175 | 0,225 | 0,325 | oben | 0,025 | 0,050 | 0,075 | 0,1 | 0,125 | 0,15 | 0,175 | 0,225 | 0,325 | oben |
| 5.8 | 14,2 | 14,3 | 11,7 | 8,5 | 7,6 | 17,7 | 17,9 | 16,8 | 16,1 | 16,2 | 16,2 | 16,6 | 14,0 |
| 0.3 | 0,5 | 0,5 | 9,3 | 12,3 | 13,5 | 2,7 | 1,8 | 0,4 | 2,7 | 1,6 | 1,5 | 0,5 | 7,0 |
| 6.1 | 14,7 | 14,8 | 21,0 | 20,8 | 21,1 | 20,4 | 19,7 | 17,2 | 18,8 | 17,8 | 17,7 | 17,1 | 21,0 |
| 8.1 | 10,5 | 10,3 | 0 | 0 | 0 | 1,1 | 2,2 | 6,3 | 3,7 | 5,3 | 5,5 | 6,5 | 0,1 |
| 5.8 | 74,7 | 74,8 | 79,0 | 79,0 | 79,0 | 78,6 | 78,2 | 76,6 | 77,6 | 76,9 | 76,8 | 76,5 | 79,0 |
| 0.84 | 0,81 | 0,81 | 1,79 | 2,37 | 2,84 | 1,12 | 1,04 | 0,88 | 1,04 | 0,95 | 0,94 | 0,88 | 1,50 |
| 1.53 | 1,60 | 1,58 | (1,58) | 1,41 | 1,18 | 2,98 | 3,23 | 3,82 | 3,21 | 3,52 | 3,55 | 3,78 | (3,78) |
| 0,34 | 0,42 | 0,42 | 0 | 0 | 0 | 0,058 | 0,109 | 0,272 | 0,187 | 0,246 | 0,254 | 0,282 | 0 |
| 2450 | 13 020 | 12 860 | 12 860 | 11 500 | 9600 | 24 300 | 26 200 | 31 100 | 26 200 | 28 600 | 28 800 | 30 800 | 30 800 |
| 1950 | 3 880 | 3 780 | 0 | 0 | 0 | 1 100 | 2 000 | 6 000 | 3 500 | 4 900 | 5 000 | 6 300 | 0 |
| 500 | 9 140 | 9 080 | 12 860 | 11 500 | 9600 | 23 200 | 24 200 | 25 100 | 22 700 | 23 700 | 23 800 | 24 500 | 30 800 |

Sekundärluft in leicht ersichtlicher Weise getrennt ermittelt. In Fig. 37 ist schematisch gezeigt, wie der gleiche Abbrand entweder (Fall I) bei niedriger Schichthöhe mit Primärluft allein oder (Fall II) bei großer Schichthöhe unter Zuführung von Sekundärluft erfolgen kann, wobei dann natürlich die Primärluft um ebensoviel zu vermindern ist.

In chemischer Hinsicht mag bemerkt werden: In Fig. 38 sind die nach thermodynamischen Gesetzen festliegenden *Gleichgewichtsdrucke* von Kohlensäure und Kohlenoxyd gegeneinander dargestellt. Der gesamte volumetrische Anteil beider Bestandteile $k + c$ ist nach den Versuchen Tabelle 12 schon bald über dem Rost größer als 10%, er steigt bis etwa 23%; bei rund 1 at absolutem Druck im Ofenschacht ist also der gesamte Teildruck der beiden Bestandteile $p_{k+c}$ zwischen 0,1 und 0,23 at, und die Werte des Gleichgewichtes liegen daher wenig rechts von den in Fig. 37 ersichtlichen Kurven $p_{k+c} = 0,1$ at. Die Temperaturen sind nach dem Ansehen der Kohlenglut für die beiden Versuche zu 650° und 900° C geschätzt; die Dissoziationszahl $\alpha = \frac{c}{c+k}$ in Tabelle 12 geht bis 0,42 bei Versuch 1 und bis 0,28 bei Versuch 2. Danach sind wir bei Versuch 1 dem Gleichgewicht „bei Anwesenheit von C" zum Schluß nicht

Digitized by Google

mehr fern, bei Versuch 2 dagegen sehr weit davon ab. Jedenfalls sind wir zwischen den Kurven „bei Anwesenheit" und „bei Abwesenheit" von C.

Jedes Sauerstoffteilchen sättigt sich bei erster Berührung mit der Koksoberfläche mit C zu $CO_2$:

$$C + O_2 = CO_2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

bei fortdauernder oder erneuter Berührung wird es, da die linke Kurve gilt, fast vollkommen zu CO reduziert, indem $CO_2$ noch weiteren $O_2$ aufnimmt:

$$C + CO_2 = 2\,CO \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (9a)$$

Wo immer aber ein so gebildetes CO-Teilchen mit einem noch unbenutzten $O_2$-Teilchen fern der C-Oberfläche zusammentrifft, da verbrennen beide miteinander, da hier die rechte Kurve gilt und Gleichgewicht erst bei fast vollkommener Dissoziation erreicht ist:

$$2\,CO + O_2 = 2\,CO_2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (9b)$$

Im Wechselspiel dieser Vorgänge ist die Mischung der drei Agentien von unten nach oben gesetzmäßig verändert; die unregelmäßige Lage der Versuchspunkte in Fig. 33 bis 36 aber rührt davon her, daß die Entnahmestelle jeweils zufällig verschieden weit von der Koksoberfläche ab war: je näher der Koksoberfläche, desto größer der CO-Gehalt.

**41. Verbrennung von Steinkohle auf dem Wanderrost.** Wo Steinkohle als Brennstoff dient, findet zuerst *Entgasung von Kohlenwasser-*

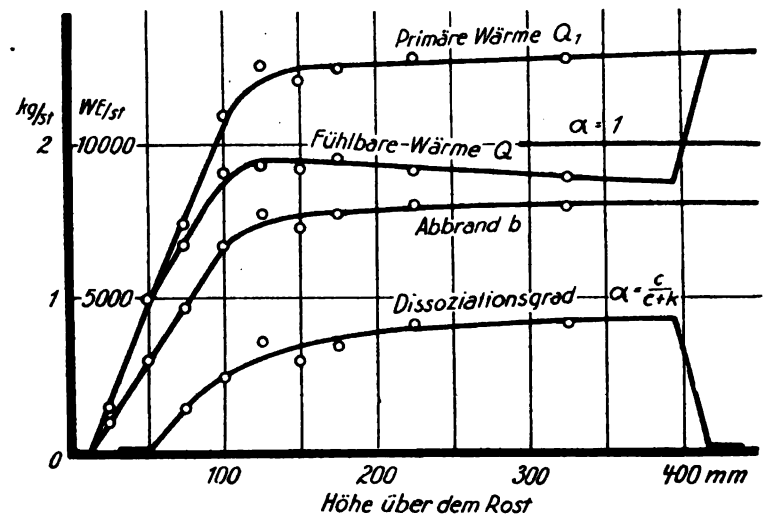



Fig. 35. Verbrennung von Koks bei mäßiger Rostbelastung.

*stoffen* statt, die dann verbrennen; daran erst schließt sich zeitlich die *Verbrennung des entstandenen Koks*. Diese zeitlichen Veränderungen sind bei dem Wanderrost zugleich örtliche, man findet daher alle Stufen des Gesamtvorganges jederzeit auf dem Rost als beharrenden Zustand. Deshalb eignet sich der Wanderrost zur Vereinzelung der Vorgänge im Versuch.

Digitized by Google

Bei den in Tabelle 13 und Fig. 39 wiedergegebenen Versuchen[1]) wurde an fünf über die Rostlänge hin verteilten Meßstellen die Temperatur sowie die Zusammensetzung der Rauchgase gemessen. Eine

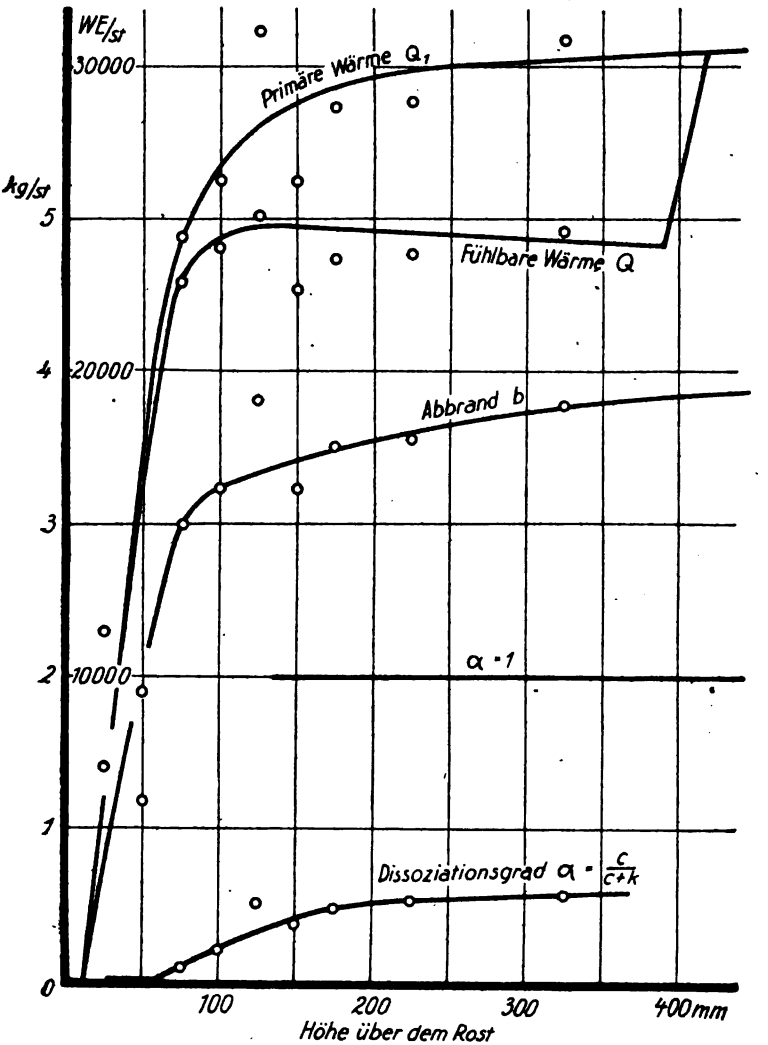



Fig. 38. Verbrennung von Koks bei hoher Rostbelastung.

Unstimmigkeit zwischen Meßstelle II und III hat wohl in dem aus örtlichen Gründen unvermeidlichen Sprung in der Höhenlage der Meßstelle ihre Ursache. Trotz mancher Unvollkommenheiten erkennt man:

[1]) Ausgeführt von Herrn Dipl.-Ing. W. Beitze im Maschinenlaboratorium der Danziger Hochschule.



Digitized by Google

## Tabelle 13. Verbrennung von Steinkohle auf einem Wanderrost.

Rostgeschwindigkeit 0,56 mm/sek. Schütthöhe 140 mm am Anfang.

| | Versuch Nr. | 1 | 2 | 3 |
|---|---|---|---|---|
| 1 | Zugstärke am Fuchs . . . . . mm WS | 15,5 | 11,5 | 8,63 |
| 2 | Temperatur am Fuchs . . . . . ° C | 220 | 237 | 232 |
| 3 | Temperatur: Meßstelle I (Tür) . . . ° C | 1338 | 1322 | 1297 |
| 4 | „ II . . . . . ° C | 1262 | 1259 | 1250 |
| 5 | „ III . . . . . ° C | 1324 | 1314 | 1260 |
| 6 | „ IV . . . . . ° C | 1043 | 1041 | 1168 |
| 7 | „ V (Abstreicher) ° C | 973 | 976 | 992 |
| 8 | Luftüberschußzahl: Meßstelle I . . . — | 1,10 | 0,93 | 0,86 |
| 9 | „ II . . — | 0,70 | 0,68 | 0,62 |
| 10 | „ III . . — | 0,86 | 1,37 | 1,32 |
| 11 | „ IV . . — | 9,2 | 16,0 | 6,90 |
| 12 | „ V . . . — | ∞ | ∞ | ∞ |
| 13 | $CO_2$- und CO-Gehalt: Meßstelle I . . % | 7,0 · 5,6 | 10,8 · 4,7 | 11,4 · 6,0 |
| 14 | „ II . % | 5,0 · 14,2 | 6,8 · 13,0 | 9,0 · 13,1 |
| 15 | „ III . % | 11,0 · 7,6 | 8,7 · 1,7 | 10,0 · 1,7 |
| 16 | „ IV . % | 1,2 · 0 | 0,2 · 0 | 2,2 · 0 |
| 17 | „ V . . % | 0 · 0 | 0 · 0 | 0 · 0 |

Versuch 1: Zone IV schwach voll glühender Kohle, Zone V ohne Glut.
Versuch 2: Zone V schwach voll glühender Kohle.

| Die Meßstellen befanden sich auf $^1/_4$ der Rostbreite und | I | II | III | IV | V |
|---|---|---|---|---|---|
| über dem Rost . . . . . | 140 | 140 | 230 | 215 | 215 mm |
| hinter der Feuertür . . . . . | 350 | 1000 | 1440 | 1910 | 2430 „ |

Vorne am Rost, wo die Schicht hoch ist und überdies die Gasentwicklung der Kohle den Luftdurchtritt hindert, herrscht Luftmangel, hinten großer Luftüberschuß; erst die Mischung beider Gasströme kann also zu guter Verbrennung führen. Bei Meßstelle I überwiegt noch die Kohlensäureerzeugung, in Zone II dagegen erreicht das Kohlenoxyd seinen Höchstwert. Die Temperatur ist nahe der Feuertür um so höher, je größer die Zugstärke, im hinteren Teil ist es umgekehrt; denn da die Rostgeschwindigkeit und Schichthöhe bei den drei Versuchen unverändert blieben, so mußte stets die gleiche, nämlich die mechanisch zu-

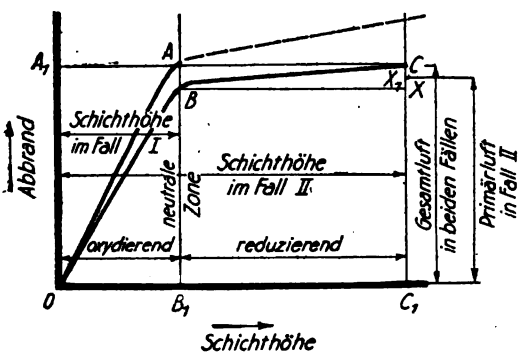



Fig. 37. Verbrennung ohne oder mit Sekundärluft.

Digitized by Google

geführte Brennstoffmenge verbrennen; der Verbrennungsvorgang muß demnach um so eher — örtlich gesprochen — beendet sein, je stärker der Zug. Daher war auch in Zone V bei Versuch 1 gar keine Glut mehr, bei Versuch 2 war noch schwach glühende Kohle vorhanden, und bei Versuch 3 dürfte die Kohle noch mehr an oder über den Abstreicher gekommen sein.

**42. Zugerzeugung im Schornstein.** Daß die Erzeugung des Zuges auf dem Unterschied der spezifischen Gewichte der inneren und der äußeren Gassäule beruht, wurde schon im § 36 erwähnt und benutzt. Man kann diese Frage experimentell nachprüfen mit folgender *Versuchseinrichtung.*

In den Schornsteinfuß ist ein Thermoelement eingebaut. Das Thermoelement kann einfach hergestellt werden aus einem Kupfer-

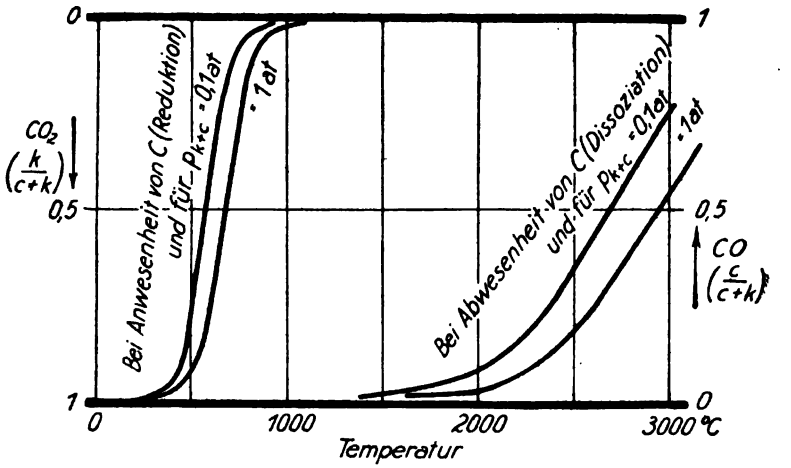



Fig. 38. Gleichgewicht zwischen $CO_2$ und CO (Reduktion und Dissoziation). (Nach Schüle, Technische Thermodynamik, II, S. 185 u. 201.)

rohr, das bis an die Schornsteinachse hereinragt; an dessen Kopf ist ein Konstantandraht befestigt, der durch Glasperlen isoliert im Rohr zurückläuft. Das Kupferrohr wird nach Bedarf mit einem Eisenrohr gestützt. Man verbindet das Kupferrohr durch einen Kupferdraht zum Ableseinstrument, der Konstantandraht wird als solcher bis ebendahin geführt. Als Ableseinstrument dient ein Millivoltmeter genügender Empfindlichkeit (etwa 20 mV), neben ihm hängt ein Thermometer so, daß man nun Temperaturüberschüsse über die des Beobachtungsraumes am Instrument abliest. Man kann auch ein Quecksilberinstrument genügender Länge in den Schornstein einführen. Für die Druckentnahme verwendet man am bequemsten gleich dasselbe Kupferrohr, das man im Schornstein mit einer Bohrung, außen mit einem Schlauchstutzen versieht. Den Stutzen verbindet man mit einer Seite eines Manometers genügender Empfindlichkeit — Wassermanometer mit geneigtem Rohr —, die andere Seite des Manometers führt man rein wagerecht gehend ins Freie. Denn gegen den Schornsteinzug darf man die, wenn auch



Digitized by Google

geringen Auftriebe im Beobachtungsraum gegen Außenluft infolge von Temperaturunterschieden nicht vernachlässigen. Endlich benutzt

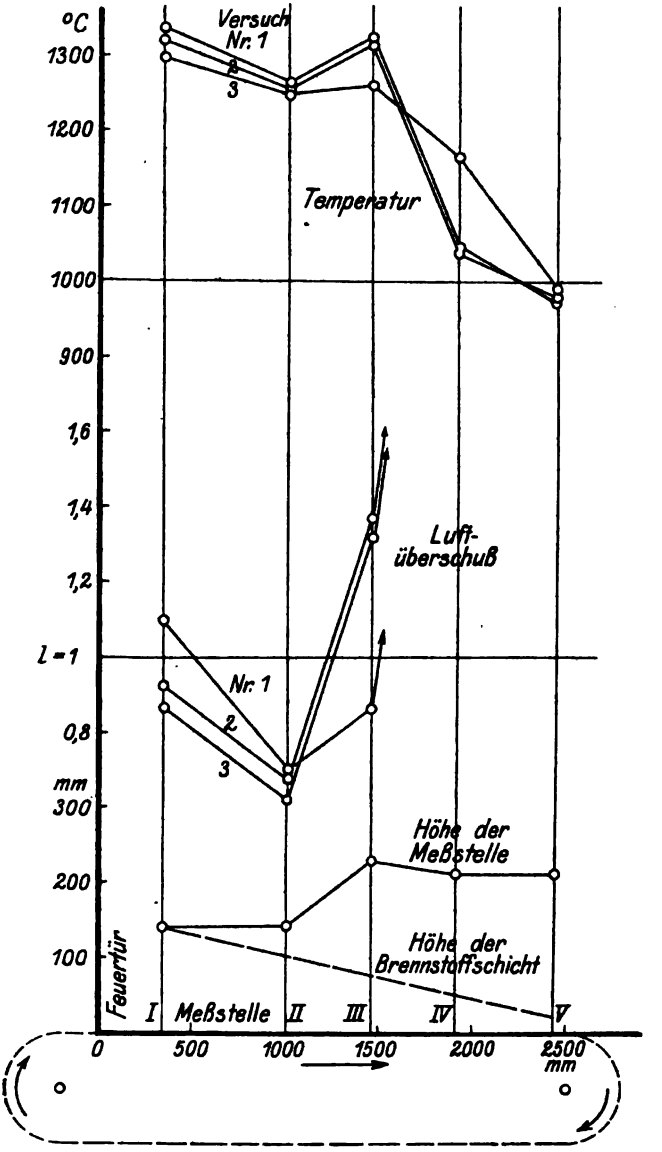



Fig. 39. Verbrennung von Steinkohle auf einem Wanderrost.

man denselben Schlauchstutzen am Kupferrohr für die Entnahme von Gasproben zur Untersuchung im Orsat-Apparat, indem man passend einen Abzweig in die Leitung bringt.

Digitized by Google

## Tabelle 14. Zugerzeugung in einem Schornstein.

Gesamte Schornsteinhöhe 50 m.
Untere Meßstelle 43,7 m, obere 9,2 m unter Schornsteinmündung.
Lichte Weite des Schornsteins unten 3,46 m², oben 2,27 m².
Versuchstag 14. Nov. 1911, BSt 758 mm QS

| | Zeit | 6h 0 | 8h 0 | 10h 0 | 12h 0 | 2h 0 | 4h 0 | 6h 0 | 8h 0 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Verbrannte Kohlenmenge $B$ . . . . kg/st | 866 | 502 | 698 | 564 | 340 | 638 | 442 | — |
| | Temperatur: | | | | | | | | |
| 2 | untere Meßstelle $t_u$ . °C | 127 | 226 | 289 | 314 | 209 | 315 | 312 | 301 |
| 3 | obere Meßstelle $t_o$ . „ | 113 | 196 | 257 | 291 | 188 | 285 | 282 | 218 |
| 4 | Unterschied $t_u - t_o$ . „ | 14 | 30 | 32 | 23 | 21 | 30 | 30 | 83 |
| 5 | Mittel $\frac{1}{2} \cdot (t_u + t_o)$ °abs | 393 | 484 | 546 | 575 | 471 | 573 | 570 | 532 |
| | Geschätzt 10% $CO_2$, l = 2, also spez. Gewicht der Rauchgase $\gamma_o = 1{,}36$ kg/m³ $\left(\frac{0}{760}\right)$ | | | | | | | | |
| | Spezifisches Gewicht | | | | | | | | |
| 6 | innen $\gamma_i$ . . . . kg/m³ | 0,94 | 0,77 | 0,68 | 0,65 | 0,79 | 0,65 | 0,65 | 0,70 |
| 7 | außen $\gamma_a$ . . . . „ | 1,27 | 1,27 | 1,26 | 1,25 | 1,23 | 1,26 | 1,26 | 1,26 |
| 8 | Unterschied $\Delta\gamma$ . „ | 0,33 | 0,50 | 0,58 | 0,60 | 0,44 | 0,61 | 0,61 | 0,56 |
| 9 | Theoretische Zugstärke $43{,}7 \cdot \Delta\gamma$ mm WS | 14 | 22 | 25 | 26 | 19 | 27 | 27 | 25 |
| 10 | Beobachtete Zugstärke . . . . . „ | 13,5 | 17 | 19,5 | 20 | 16 | 21,5 | 21 | 20,5 |

Ist $\gamma_i$ kg/m³ das spezifische Gewicht der Gase im Innern des Schornsteines und $\gamma_a$ kg/m³ dasselbe außen, so erzeugt der Schornstein eine Zugstärke, zu messen $H$ Meter tief unter der Mündung

$$H \cdot (\gamma_a - \gamma_i) \text{ kg/m}^2 \text{ oder mm WS} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

Die wirklich beobachtete Zugstärke wird um so viel geringer als diese theoretisch unbedingt zu erwartende, wie Zugstärke durch die Reibung $R$ der Gase im Schornstein — von der Meßstelle zur Mündung — verloren geht. Wir beobachten also

$$h = H \cdot (\gamma_a - \gamma_i) - R \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10a)$$

*Mangelhafte Zugwirkung* kann daher ihre Ursache haben darin, daß $H$ oder $(\gamma_a - \gamma_i)$ zu klein sind, oder aber darin, daß $R$ zu groß ist: der Schornstein kann zu niedrig sein, die Temperatur der Rauchgase im Schornstein kann zu gering sein, oder der Schornstein kann zu eng für die Rauchgasmenge, deren Geschwindigkeit also gewissermaßen zu groß sein. Nur die erste und letzte Ursache liegen im Schornstein, die zweite liegt im Kessel.

Schreibt man

$$R = H \cdot (\gamma_a - \gamma_i) - h \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10b)$$

so ist also der Reibungsverlust durch lauter direkt beobachtete Größen bestimmt.

Eine *Versuchsreihe an einem Schornstein* gibt Tabelle 14. Die beobachtete Zugstärke bleibt hinter der aus den Temperaturen errechneten erheblich zurück. Die Reibungswiderstände können dafür aber nicht verantwortlich gemacht werden, denn bei rund 600 kg/st ver-

Digitized by Google

brannter Kohle ist die Rauchgasmenge zu 9600 $m^3$ $\binom{0}{760}$/st oder bei $t = 300°$ C zu 20 200 $m^3$/st zu schätzen; dem entspricht eine Gasgeschwindigkeit $w = 2{,}5$ m/sek im Mündungsquerschnitt, und ein Druckverlust (Gramberg, Heizung und Lüftung von Gebäuden, Tafel III, Fig. 31) von 0,005 mLS, entsprechend $0{,}005 \cdot 0{,}7 = 0{,}0035$ mmWS für 1 m Kanallänge. Der gesamte Druckverlust ist bei der mäßigen Geschwindigkeit nicht größer als $43{,}7 \cdot 0{,}005 \cdot 0{,}7 = 0{,}153$ mmWS zu erwarten, kommt also bei der schwachen Schornsteinbelastung nicht in Betracht. — Die Differenz mag also in der Genauigkeit der Temperaturmessung begründet sein.

Der *Temperaturverlust der Gase im Schornstein* zeigt sich im vorliegenden Fall zu etwa 30°; er wird kleiner in Zeiten fallender Gastemperatur, doch ändert er sich nicht so stark wie die Speicherwirkung des Mauerwerks erwarten ließe.

## c) Wärmeübertragung.

**43. Wärmeleistung eines Wasserwärmers.** In Bade- und Waschanstalten, Heizungen und anderen Betrieben finden sich Apparate zur Bereitung von warmem Wasser mit Hilfe von Dampf der eben verfügbaren Spannung. Dieselben arbeiten entweder als Mischapparate, indem Dampf und Wasser, durch Hähne gesteuert, einem gemeinsamen Mischraum zuströmen und dann vereint weiterfließen, nachdem der Dampf sich kondensiert und das Kondensat die Mischtemperatur mit dem Wasser erreicht hat. Oder sie arbeiten als Oberflächenapparate, wenn Dampf und Wasser durch eine wärmeübertragende Heizfläche aus Kupfer oder Messing getrennt bleiben. Die folgenden Darlegungen beziehen sich auf Oberflächenapparate.

Ein solcher Wasserwärmer besteht aus einem Rohr oder Rohrbündel; in das der Dampf eintritt und das gleichzeitig von dem zu erwärmenden Wasser umspült wird. Normal wird das Wasser so geleitet, daß es an dem Ende in den Apparat eintritt, wo das abfließende Dampfkondensat ihn verläßt, und daß es den Apparat an dem Ende verläßt, wo der Dampf eintritt. Dampf und Wasser haben also zu beiden Seiten der Heizfläche entgegengesetzte Strömungsrichtung, der Apparat arbeitet im *Gegenstrom*. Die Apparate werden deshalb auch direkt als Gegenstromapparate bezeichnet. Kehrt man die Richtung des Wasserstromes um, so arbeitet der Apparat im *Gleichstrom*.

Fig. 40 zeigt eine *Versuchseinrichtung*, die geeignet ist, die Leistungsfähigkeit und den Wirkungsgrad eines für Hochdruckdampf bestimmten Wasserwärmers zu bestimmen. Der Apparat ist ein senkrechtes Rohr, in welches das Wasser durch Ventil 2 unten ein- und durch Ventil 3 oben austreten kann; die Menge läßt sich durch die Ventile regeln, die Temperatur beim Zu- und Abfließen an den Thermometern $t_u$ und $t_o$ ablesen. Die Anbringung der Thermometer an einem T-Stück gestattet es, sie beliebig tief eintauchen zu lassen. Die Wassermenge $W$ kg/st wird gemessen durch Auffangen auf einer Wage, auf die der Schwenkarm geleitet wird. Schließt man die Ventile 2 und 3, und öffnet 1 und 4,

Digitized by Google

so durchläuft das Brauchwasser den Wärmer von oben nach unten, also im Gleichstrom statt im Gegenstrom. $t_o$ und $t_u$ vertauschen ihre Rolle. Die von dem Apparat nutzbar auf das Wasser übertragene Wärmemenge ist in jedem Fall:

$$N_2 = W \cdot (t_2 - t_1) \text{ kcal/st} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (11a)$$

wobei für $t_1$ und $t_2$ je nach der Stromrichtung $t_o$ oder $t_u$ zu setzen ist. Hierbei ist die spezifische Wärme des Wassers $c = 1$ gesetzt, vgl. Techn. Mess. § 104.

Der Dampf wird nämlich von oben zugeführt. Er wird in einem Wasserabscheider von Wasser befreit und das abgeschiedene Wasser durch einen Wasserableiter entfernt. Der so getrocknete Dampf kann durch Drosseln in einem Ventil auf jeden Druck gebracht werden; sein Überdruck $p_d$ at und seine Temperatur $t_d$ wird dann gemessen. Der Dampf tritt nun von oben in ein schraubenförmig gewundenes Kupferrohr ein, das unten aus dem wasserführenden Mantelrohr herausragt und dort das als Kondensat abfließende Wasser auffangen läßt, nachdem seine Temperatur $t_c$ gemessen ist. Man kann also durch Wägen des Kondensates die in den Apparat gegangene Dampfmenge $D$ kg/st bestimmen. Zwischen den Versuchen läßt man das Kondensat fortlaufen, und schwenkt dazu das Ablaufrohr über den unteren Trichter, der das Wasser zur Kanalisation führt.

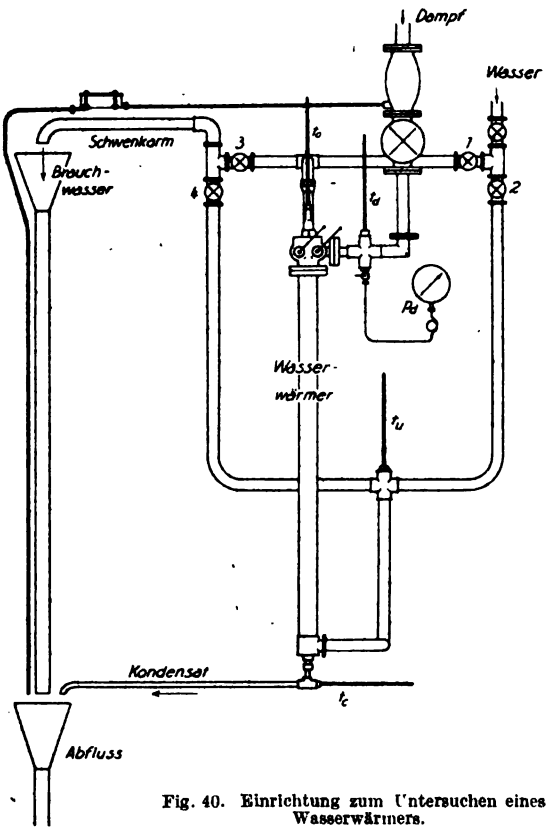



Fig. 40. Einrichtung zum Untersuchen eines Wasserwärmers.

Der herzukommende Dampf hat den Überdruck $p_d$ at. Durch Hinzufügen des Barometerstandes ergibt sich daraus der absolute Druck $p_1$ at. Durch ihn und die Temperatur $t_d$, die als etwas überhitzt vorausgesetzt wird, ist der *Wärmeinhalt* $i_1$ des Dampfes bestimmt; das ist die Wärmemenge, die 1 kg Wasser von 0° C Temperatur und dem Druck $p_1$ zuzuführen ist, um es in Dampf vom *Zustande* $p_1$, $t_d$ zu verwandeln, oder

Digitized by Google

umgekehrt diejenige Wärmemenge, die 1 kg Dampf vom Zustande $p_1$, $t_d$ entzogen werden kann und muß, um es zur Kondensation und das Kondensat (eigentlich bei konstantem Druck) auf die Endtemperatur 0° C zu bringen, die als Bezugstemperatur für Wärmeinhalte konventionell ist. Für die Dampfbildung aufzuwenden war indessen so viel weniger Wärme, wie der Wärmeinhalt des Speisewassers betrug, das schwerlich mit 0° in den Kessel gespeist wurde. Da es aber nicht billig ist, dem Wasserwärmer die in einem Betriebe zufällig hohe Speisewassertemperatur zugute zu rechnen, ihn mit der in einem anderen Betriebe oder zu anderer Zeit niedrigen zu belasten, so rechnet man in solchen Fällen mit einer normalen Speisewassertemperatur von 20° C, der wegen der spezifischen Wärme des Wassers = 1 ein Wärmeinhalt des Speisewassers von 20 kcal/kg entspricht. Es steht also im zugeführten Dampfgewicht die Wärmemenge

$$N_1 = D \cdot (i_1 - 20) \text{ kcal/st} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (12)$$

zur Verfügung.

Damit wird der *Wirkungsgrad des Wasserwärmers*

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{W \cdot (t_2 - t_1)}{D \cdot (i_1 - 20)} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (13)$$

Je nach Umständen kann man den Wirkungsgrad indessen auch anders verstehen. Wenn das Dampfkondensat den Wasserwärmer mit einer Temperatur $t_c$ verläßt, so ist es theoretisch möglich, das Kondensat ohne Wärmeverlust mit der Temperatur $t_c$ in den Kessel zurückzuführen. Geschieht dies nicht, so ist nicht der Wasserwärmer, sondern die Disposition der Anlage schuld, z. B. große Entfernung des Wasserwärmers vom Kessel, durch die die Rückleitung zu teuer würde, tiefe Lage des Wasserwärmers, die eine Überhebepumpe zum Kesselhaus nötig macht, so daß man in beiden Fällen vorzieht, das Kondensat fortlaufen zu lassen — oder aber es kann die Rückleitung zwar erfolgen, aber wegen Fehlens der Isolierung verliert das Kondensat wesentlich von der Temperatur $t_c$. Da für diese Umstände der Wasserwärmer selbst nicht haftet, so kann man in diesen Fällen ebenso wie bei warmer Rückspeisung sagen: um das abfließende Wasser wieder in Dampf gleicher Qualität zu verwandeln, ist die Wärmemenge

$$N_1' = D \cdot (i_1 - t_c) \text{ kcal/st} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (12a)$$

erforderlich, der Wirkungsgrad des Wasserwärmers wird

$$\eta' = \frac{N_2}{N_1'} = \frac{W \cdot (t_2 - t_1)}{D \cdot (i_1 - t_w)} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (13a)$$

Noch eine dritte Betrachtungsweise ist korrekt. Der Dampf wird, wenn er etwas überhitzt in die Heizfläche eintritt, zunächst auf die Sättigungstemperatur abgekühlt, die dem herrschenden Druck entspricht; in einem ersten Teil der Heizfläche wird also die Überhitzung beseitigt. Weiterhin findet die Kondensation bei der jeweiligen Sättigungstemperatur des Dampfes statt; hierzu wird ein weiterer Teil der Heizfläche benutzt; da aber durch 1 m² Heizfläche eine gewisse Wärmemenge auf das Wasser übertragen, also eine gewisse Dampf-

Digitized by Google

menge kondensiert wird, so wird, genügende Größe der Heizfläche vorausgesetzt, an einer gewissen Stelle der eingetretene Dampf aufgebraucht sein; nur ein gewisser weiterer Bruchteil der vorhandenen Heizfläche wird also als Kondensationsheizfläche benutzt, im ferneren Teil der Heizfläche steht Luft, während an der Wand jener ferneren Heizfläche Wasser rinnt und dabei abgekühlt — unterkühlt — wird. Durch diese Abkühlung wird auch die Flüssigkeitswärme des Kondensates noch teilweise auf das zu erwärmende Wasser übertragen. Die Unterkühlung kann keinesfalls weiter herabgehen als bis auf die Zulauftemperatur $t_1$ des anzuwärmenden Wassers. Daher ist

$$N_1'' = D \cdot (i_1 - t_1) \text{ kcal/st} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (12b)$$

diejenige Wärmemenge, die dem Dampf äußerstenfalls entzogen werden kann, wenn man die Unterkühlung durch Anwendung einer sehr großen Heizfläche im Gegenstrom sehr weit treibt. Hiermit berechnet sich ein Wirkungsgrad

$$\eta'' = \frac{N_2}{N_1''} = \frac{W \cdot (t_2 - t_1)}{D \cdot (i_1 - t_1)} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (13b)$$

Ob $\eta'$ und $\eta''$ größer oder kleiner werden als $\eta$, läßt sich allgemein nicht sagen; es kommt darauf an, ob $t_e$ und $t_1$ größer oder kleiner als 20° sind. $t_1$ ist z. B. $> 20°$ bei den Wärmern einer Wasserheizung, meist $< 20°$ bei der Erwärmung von Brauchwasser. $t_e$ ist stets $> t_1$, nähert sich ihm aber bei genügend großer Heizfläche und kann daher auch $< 20°$ sein. — In jedem Fall aber ist $\eta' > \eta''$.

Es ist sehr charakteristisch, daß selbst in einem so einfachen Falle der Begriff des Wirkungsgrades des untersuchten Apparates an sich nicht eindeutig bestimmt ist. Man kann daraus die Lehre ableiten, in Gewährleistungen solle die Angabe eines Wirkungsgrades nie erfolgen ohne genaue Angabe, wie derselbe gemeint sei. In ähnlicher Weise wird bei Maschinen ein thermischer oder hydraulischer, ein mechanischer, ein wirtschaftlicher Wirkungsgrad unterschieden und je nach Umständen ist der eine oder der andere maßgebend. Im vorliegenden Fall vergleicht man die vom Wasser aufgenommene Wärme durch $\eta$ und $\eta'$ mit der zur Erzeugung des Dampfes je nach Lage des Falles erforderlichen Wärme, durch $\eta''$ aber mit derjenigen Wärme, die nach Lage der Dinge dem Dampf höchstens entzogen werden kann.

Die Messung der einzelnen Größen ist einfach. Bei den Wassermessungen ist bei höheren Temperaturen durch Zudecken der Meßbehälter der Verdunstung vorzubeugen. Bei der Auswertung ist für die Temperaturmessungen die Fadenkorrektion oft nicht unwesentlich. Die Bestimmung des Wärmeinhaltes $i$ des Dampfes erfolgt für gesättigten Dampf mittels der Wasserdampftabellen von Mollier, die sich z. B. Hütte, 22. Aufl., I, S. 416 finden; die Zeunerschen Tabellen in den Auflagen vor 1900 sind nicht mehr brauchbar. Für überhitzten Dampf ist, ebenfalls nach Mollier (Hütte, 22. Aufl., I, S. 422)

$$i = 594{,}7 + 0{,}477\, t - \mathfrak{Z} \cdot p \quad \ldots\ldots\ldots \quad (14)$$

Digitized by Google

darin $\mathfrak{Z}$ nach der Mollierschen Dampftafel V, Hütte, S. 420. Die Verwendung der Dampftabellen ist in § 26 ausführlich gezeigt.

*Versuchsbeispiel* (Versuch 72): Während einer Versuchsdauer von 4 min 11,4 sek = 0,0698 st wurden 112,6 kg zu erwärmendes Wasser und 11,35 kg Dampfkondensat aufgefangen. Die betreffenden Stundenwerte sind $W = 1614$ und $D = 162{,}5$ kg/st.

Die übrigen Beobachtungsdaten sind Mittelwerte aus 2 bis 3 Ablesungen, die während der Versuchsdauer zur Kontrolle der Gleichmäßigkeit gemacht wurden. So fand sich die Zu- und Ablauftemperatur des Brauchwassers zu $t_1 = 13{,}5°$ und $t_2 = 68{,}7°$ C, Temperatursteigerung $t_2 - t_1 = 55{,}2°$; es wurden also in das Brauchwasser übergeführt $1614 \cdot 55{,}2 = 89\,100$ kcal/st.

Der Dampf hatte beim Eintritt in die Schlange 160° C Temperatur bei einem durch Bedienen des Dampfventiles konstant gehaltenen Druck von 5 at ÜD; das ist, bei 774 mm QuS = 1,05 at Barometerstand, ein absoluter Druck von 6,05 at. Dem würde, nebenbei bemerkt, eine Siede-, in unserem Fall Kondensationstemperatur von 158° entsprechen (Wasserdampftafel II), der Dampf ist also um 160 — 158 = 2° überhitzt. Sein Wärmeinhalt folgt aus Formel (14) mit $\mathfrak{Z} = 1{,}61$. Also ist $i_1 = 594{,}7 + 76{,}4 - 9{,}7 = 661{,}4$ kcal/kg. Die Temperatur des aus dem Wasserwärmer ablaufenden Kondensates ist 95,0° C gemessen worden entsprechend $i_w = 95{,}5$ kcal/kg Wärmeinhalt des Wassers (Flüssigkeitswärme, Dampftafel IV, Spalte 2). Nun wird

Wärmeaufwand zum Erzeugen des verbrauchten Dampfes aus Wasser von 20° Temperatur $162{,}5 \cdot (661{,}4 - 20) = 104\,200$ kcal/st.

Vom Dampf wirklich abgegebene Wärmemenge, zugleich Aufwand zum Wiederverdampfen bei verlustloser Rückspeisung $162{,}5 \cdot (661{,}4 - 95{,}5) = 92\,000$ kcal/st.

Verfügbare Wärme bei Ausnutzung bis herab zu $t_1 = 13{,}5°$: $162{,}5 \cdot (661{,}4 - 13{,}5) = 105\,300$ kcal/st.

Wenn der Dampf 92000 kcal abgegeben, das Wasser nur 89100 kcal aufgenommen hat, so ist der Unterschied von 2800 kcal als Wärmeverlust durch Strahlung anzusehen; seine Größe ist natürlich durch diese Differenzmethode nur mangelhaft bestimmt. Ein weiterer Betrag von Wärme verbleibt im Kondensat; wie groß derselbe anzusetzen ist, richtet sich nach der Bezugstemperatur für das Kühlwasser. Es sind nämlich

| | | | |
|---|---|---|---|
| bei 20° | Bezugstemperatur | $162{,}5 \cdot (95{,}5 - 20)$ | = 12 200 kcal/st |
| bei 95° | „ | | = 0 „ |
| bei 13,5° | „ | $162{,}5 \cdot (95{,}5 - 13{,}5)$ | = 13 300 „ |

als im Kondensat verbleibend anzusetzen.

Die Wärmeverteilung können wir in Gestalt einer *Wärmebilanz* angeben; diese fällt verschieden aus, je nach der Ausgangstemperatur, die wir für die (Wieder-) Erwärmung des Wassers in Ansatz bringen wollen; diese haben wir nach den vorliegenden Betriebsverhältnissen zu wählen. Die drei möglichen Fälle wurden schon genannt:

Digitized by Google

Fall 1. Der Kessel wird mit Speisewasser beliebiger Temperatur, z. B. 20° C gespeist, das Kondensat läuft fort oder kühlt sich bis zum Speisen auf Raumtemperatur (20°) ab (offener Betrieb). Wärmebilanz:

| | | | |
|---|---|---|---|
| Aufwand für Dampfbildung . . . . . | 104200 kcal = 100,0% | An das Brauchwasser | 89100 kcal = 85,5% |
| | | Im Kondensat bleiben | 12200 „ = 11,7% |
| | | Strahlung . . . . . | 2900 „ = 2,8% |
| | 104200 kcal = 100,0% | | 104200 kcal = 100,0% |

Fall 2. In den Kessel wird das Kondensat, wie es aus dem Wasserwärmer kommt, verlustlos zurückgespeist (geschlossener Betrieb). Wärmebilanz:

| | | | |
|---|---|---|---|
| Aufwand für Dampfbildung . . . . . | 92000 kcal = 100,0% | An das Brauchwasser | 89100 kcal = 96,9% |
| | | Strahlung . . . . . | 2900 „ = 3,1% |
| | 92000 kcal = 100,0% | | 92000 kcal = 100,0% |

Fall 3. Will man, vom besonderen Betriebsfall absehen und auf das theoretisch Erreichbare Bezug nehmen, so wird die Wärmebilanz:

| | | | |
|---|---|---|---|
| Wirklicher Aufwand für Dampfbildung | 104200 kcal = 98,9% | An das Brauchwasser | 89100 kcal = 84,6% |
| Korrektur für mögliche Unterkühlung des Kondensates unter Speisewassertemperatur 162,5 · (20 — 13,5) . . . | 1100 „ = 1,1% | Dem Kondensat nicht entzogen . . . . . | 13300 „ = 12,6% |
| | | Strahlung . . . . . | 2900 „ = 2,8% |
| Nach der Brauchwasser-Zulauftemperatur verfügbar . | 105300 kcal = 100,0% | | 105300 kcal = 100,0% |

Jede dieser Aufstellungen ist sachlich zutreffend; je nach dem Zweck der Untersuchung und der Betriebsart wird die eine oder andere zu wählen sein. Die absoluten Zahlen sind mehrfach oder immer die gleichen, prozentisch ergeben sich wegen der verschiedenen Bezugnahme Unterschiede.

Die Möglichkeit so verschiedener, dem Fall jeweils anzupassender Aufstellungen sollte an dem einfachen Beispiel gezeigt werden. —

Der Druck von 5 at wird im Wärmer einfach aufgebraucht; denn am Ablauf und schon in dem Teil der Schlange, wo das Wasser unterkühlt wird, herrscht Atmosphärendruck. In der Tat herrschen in den ersten Teilen der Schlange beträchtliche Geschwindigkeiten, die auf Null abnehmen bis zu jener Stelle, wo aller Dampf kondensiert ist und wo die Unterkühlung einsetzt. Die Eintrittsgeschwindigkeit $w_1$ des Dampfes läßt sich berechnen als Quotient aus dem eintretenden Dampfvolumen $D_v$ und dem lichten Rohrquerschnitt $F$: es ist $w_1 = D_v : F$.

Das Volumen des Dampfes ergibt sich aus seinem Gewicht und den Zustandsangaben $t_d = 160°$, $p_1 = 6{,}05$ at. Aus letzteren errechnet sich das spezifische Volumen $v$ des Dampfes (Volumen von 1 kg in m³) nach der Formel

$$v = 47\,\frac{T}{p_1} + 0{,}001 - \mathfrak{B}\ \mathrm{m^3/kg} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15)$$

Digitized by Google

hierin $\mathfrak{V}$ zu nehmen nach Dampftafel V Hütte, S. 420 und $p_1$ in kg/m². Es wird für uns $v = 47 \cdot \frac{160 + 273}{60\,500} + 0{,}001 - 0{,}016 = 0{,}321$ m³/kg, hiermit $D_v = 162{,}5$ kg/st $\cdot$ 0,321 m³/kg $= 52{,}2$ m³/st. Die Schlange hat, nach besonderem Aufmaß, 14,1 mm lichten Durchmesser, entsprechend 0,000 1561 m² Querschnitt. Der eintretende Dampf hat $w_1 = \frac{52{,}2}{3600 \cdot 0{,}000\,1561} = 93$ m/sek Geschwindigkeit.

**44. Versuchsreihen.** Eine charakteristische *Versuchsreihe* kann man anstellen, indem man *bei unverändertem Wasserdurchgang* den Dampfdruck durch Drosseln verändert. Je höher man ihn steigert, desto mehr Dampf tritt in den Apparat, desto weiter gegen das Ende der Heizfläche hin verschiebt sich daher die oben (§ 43) besprochene Grenze zwischen Dampf und Luft; dadurch wird die dampfberührte Heizfläche größer und der Wärmeumsatz — die Temperatur des ablaufenden Nutzwassers — steigt. Da aber zugleich die zur Unterkühlung des Kondensates verfügbare Fläche abnimmt, so wird mit steigendem Dampfdruck die Ablauftemperatur $t_e$ desselben größer. Bei fortgesetzter Steigerung des Dampfdruckes kommt $t_e$ gegen 100°; der Dampf erfüllt die ganze Heizfläche, und bei weiterer Steigerung des Dampfdruckes bläst Dampf aus dem Kondensrohr aus. Da der Dampfverlust sehr unwirtschaftlich wäre, da auch eine Steigerung der dampfberührten Heizfläche weiterhin nicht mehr statthat und also der Wärmeumsatz nicht mehr (wesentlich) steigt, so ist der Apparat an seiner *Höchstleistung* angekommen, die durch die Ablesung $t_e = 100°$ (genauer: durch $t_e$ gleich der Siedetemperatur beim herrschenden Barometerstand, z. B. $t_e = 97{,}5°$ beim Barometerstand 700 mm QS) gekennzeichnet ist.

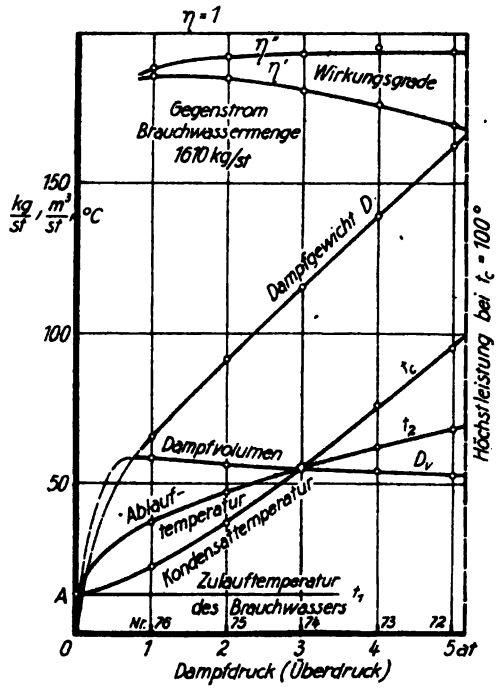



Fig. 41. Wasserwärmer bei wechselndem Dampfdruck, Wasserdurchgang 1610 kg/st, Gegenstrombetrieb.

Mit Steigerung des Dampfdruckes steigt das aufgenommene Dampfgewicht und damit der Wärmeumsatz: die Ablauftemperatur des Brauch-

Digitized by Google

wassers wird höher. Beim Dampfdruck Null (= atmosphärischem) muß das aufgenommene Dampfgewicht Null werden, Wasser und Kondensat die Temperatur des zulaufenden Wassers annehmen, Punkt *A*. Wenn die Kondensattemperatur auf 100° steigt, ist die Höchstleistung des Apparates erreicht: derselbe kann diese Wassermenge bis auf 69° bringen.

Bemerkenswert ist der starke Überdruck, der erforderlich ist, um den Dampf an das Ende zu treiben und dadurch die Höchstleistung zu erzielen.

Wenn das Kondensat warm zurückgespeist wird, so wird der Wirkungsgrad $\eta''$ um so günstiger, je höher die Leistung des Apparates ist. Anders, wenn die Kondensatwärme verlorengeht; der Wirkungsgrad $\eta'$ fällt bei hoher Leistung unter 85% herab, die Kondensatverluste sind hier wie häufig wohl beachtlich.

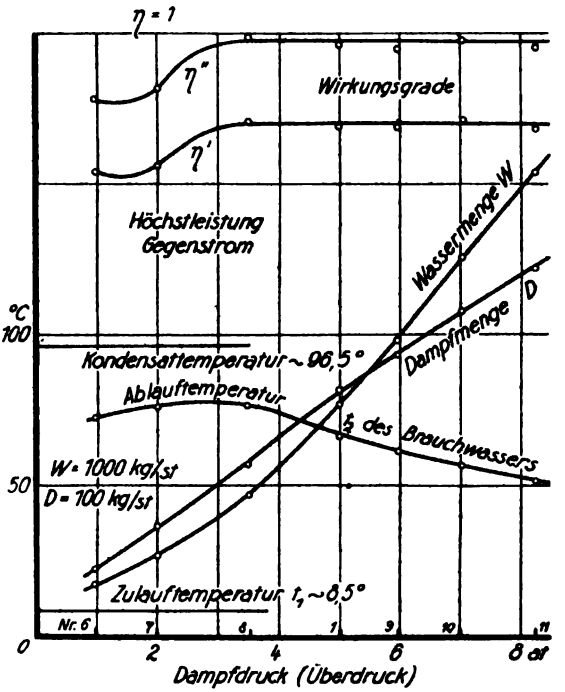



Fig. 42. Wasserwärmer im Zustande der Höchstleistung (Kondensattemperatur $\lesssim$ 100°). Gegenstrombetrieb.

Trotzdem wird man den Wärmer tunlichst auszunutzen bestrebt sein, und Versuche werden meist die Feststellung seiner Höchstleistung zum Ziel haben. Eine *Versuchsreihe bei Höchstleistung* ist durch die Kondensattemperatur $t_e \sim 100°$, etwa zwischen 95 und 97° gekennzeichnet.

Wenn der Wärmer in einem Zustande der Höchstleistung war und wir vergrößern die Brauchwassermenge, so geht die Kondensattemperatur zurück trotz gleichbleibendem Dampfdrucks; infolge der stärkeren Kühlung der Schlange wird der Dampfdruck also schneller aufgezehrt, der Widerstand des Rohres wächst gewissermaßen mit der Kühlwirkung. Erst eine Steigerung des Dampfdruckes läßt $t_e$ wieder auf 96° kommen, wodurch ein neuer Zustand der Höchstleistung — bei anderem Dampfdruck — erreicht ist.

Die Ergebnisse einer solchen Reihe zeigt Fig. 42. Die Wassertemperatur geht bis über 75° und wird bei mäßigen Beanspruchungen erreicht. Eine weitere Steigerung der Wassertemperatur ist bei diesem Wärmer (bei atmosphärischem Gegendruck) überhaupt nicht möglich. Der Dampfdruck konnte durch immer kräftigere Kühlung bis 9 at abs

Digitized by Google

Tabelle 15. Verhalten eines Hochdruckdampf-
Kupferschlange 16,5/14,1 mm Dm. 4,22 m lang, Heizfläche
Gegenstrombetrieb. Wassermenge konstant. Barometerstand

| | Versuch Nr. | | 76 |
|---|---|---|---|
| 1 | Wassermenge $W$ | kg/st | 1610 |
| 2 | Zulauftemperatur $t_1$ | °C | 13,5 |
| 3 | Ablauftemperatur $t_2$ | °C | 37,5 |
| 4 | Dampfdruck $p$ Überdruck | at | 1 |
| 5 | Dampfdruck $p_1$ absolut | at | 2,05 |
| 6 | Dampftemperatur $t_d$ | °C | 123 |
| 7 | Überhitzung $t_d - t_s$ | °C | 3 |
| 8 | Ablauftemperatur des Kondensates $t_c$ | °C | 22,4 |
| 9 | Dampfmenge $D$ | kg/st | 65,4 |
| 10 | Erwärmung des Wassers $t_2 - t_1$ | °C | 24,0 |
| 11 | Wärmeaufnahme des Wassers $Q_2 = W \cdot (t_2 - t_1)$ | kcal/st | 38 600 |
| 12 | Wärmeinhalt des Dampfes $i_1 = 594{,}7 + 0{,}477\, t_d - 3 \cdot p_1$ | kcal/kg | 648,9 |
| 13 | Verfügbare Wärme $Q_1' = D \cdot (i_1 - t_1)$ | kcal/st | 41 500 |
| 14 | Wärme z. Erzeugen des Dampfes aus 20° Wasser $Q_1 = D \cdot (i_1 - 20)$ | „ | 41 100 |
| 15 | Wärmeabgabe des Dampfes $Q_1'' = D \cdot (i_1 - t_c)$ | „ | 41 000 |
| 16 | Wirkungsgrad bezogen auf verfügbare Wärme $\eta' = Q_2/Q_1'$ | — | 0,930 |
| 17 | Wirkungsgrad bei Abkühlung des Kondensates $\eta = Q_2/Q_1$ | — | 0,940 |
| 18 | Wirkungsgrad bei warmer Rückspeisung $\eta'' = Q_2/Q_1''$ | — | 0,942 |
| 19 | Im Kondensat verbleibend $V = D \cdot (t_c - 20) = Q_1 - Q_1''$ | kcal/st | 160 |
| 20 | prozentisch $v = 100\, V/Q_1$ | % | 0,4 |
| 21 | Strahlungsverlust $V_1 = Q_1'' - Q_2$ | kcal/st | 2400 |
| 22 | Spezifisches Volumen des eintretenden Dampfes $v_1 = \frac{47 \cdot (t_d + 273)}{10\,000 \cdot p_1} + 0{,}001 - 3$ | m³/kg | 0,887 |
| 23 | Aufgenommenes Dampfvolumen $D_v = v_1 \cdot D$ | m³/st | 58,0 |
| 24 | Eintrittsgeschwindigkeit des Dampfes $W_{d1} = \frac{D_v}{0{,}000\,1561 \cdot 3600}$ | m/sek | 103 |

= 8 at ÜD gesteigert werden, ohne daß der Dampf durchschlug; eine Grenze ist hier nicht einzusehen. Die Mengenkurven gehen links nicht auf Null zu. In der Tat läßt sich zeigen, daß die Kurven gar nicht bis heran an den Betriebsdruck $p = 0$ einen realen Sinn haben: bei den kleinsten Dampfdrucken und Dampfmengen ist auch bei beliebiger Verminderung der Wassermenge die Ablauftemperatur des Kondensates nicht bis 96° zu steigern. Die Kurven widerstreben daher mit Recht der Fortführung nach links. Wegen der eigenartigen Gestalt der Wirkungsgradkurven bei kleinen Leistungen vgl. Z. d. V. D. I. 1914, S. 174.

Jeder Zustand der Fig. 42 ist ein solcher, den wir als den der Höchstleistung des Wasserwärmers bezeichneten. Dem Hersteller des Apparates gibt also Fig. 42 eine Übersicht darüber, für welche angeforderten Verhältnisse (Dampfdruck, Wassermenge, Temperaturerhöhung) er gerade diesen Typ offerieren kann, und auch, welchen Wirkungsgrad er gewährleisten kann, wenn das Kondensat nicht warm zurückgespeist wird.

Ganz anders stellt sich die Frage für den Benutzer, nachdem der Wärmer in eine Anlage eingebaut ist, die natürlich einen begrenzten

Digitized by Google

Wasserwärmers.
0,219 0,188 m².
744 mm QS = 1,05 at.

| 76 | 74 | 78 | 72 |
|---|---|---|---|
| 1611 | 1604 | 1611 | 1614 |
| 13,5 | 13,5 | 13,5 | 13,5 |
| 47,0 | 55,2 | 62,6 | 68,7 |
| 2 | 3 | 4 | 5 |
| 3,05 | 4,05 | 5,05 | 6,05 |
| 135 | 145 | 154 | 160 |
| 2 | 2 | 3 | 2 |
| 36,7 | 55,0 | 76,2 | 95,0 |
| 91,2 | 115,3 | 138,7 | 162,5 |
| 33,5 | 41,7 | 49,1 | 55,2 |
| 54 000 | 66 900 | 79 000 | 89 100 |
| 653,2 | 656,5 | 659,6 | 661,4 |
| 58 400 | 74 100 | 89 600 | 105 300 |
| 57 800 | 73 400 | 88 700 | 104 200 |
| 56 100 | 69 300 | 98 000 | 92 000 |
| 0,925 | 0,903 | 0,881 | 0,846 |
| 0,936 | 0,912 | 0,891 | 0,855 |
| 0,962 | 0,966 | 0,976 | 0,969 |
| 1700 | 4100 | 7800 | 12 200 |
| 2.9 | 5,6 | 8,8 | 11,7 |
| 2100 | 2400 | 1900 | 2900 |
| 0,609 | 0,468 | 0,382 | 0,321 |
| 55,5 | 54,0 | 52,9 | 52,2 |
| 99 | 96 | 94 | 93 |

Dampfdruck hat — den der Kesselanlage. Für den Fall eines verfügbaren Dampfdruckes von 5 at ÜD = 6,05 at abs gibt Fig. 43 die dann betriebsmäßig vorliegenden Verhältnisse versuchsmäßig wieder. Die Versuchszahlen sind in Fig. 43 über dem Wasserdurchgang aufgetragen.

Die *Höchstleistung des eingebauten Apparates* ist nun die bei 5 at Druck und $t_e \sim 96°$. Dieser ist ein bestimmter Wasserdurchgang $W_1$ zugeordnet. Wird derselbe vermehrt, so kann der Dampfdruck nicht erhöht werden, an Stelle der schwach gezeichneten Kurven, entsprechend Fig. 42, treten in Fig. 43 diejenigen, die konstantem Dampfdruck entsprechen. Dabei steigt die übertragene Wärme $W \cdot (t_2 - t_1)$ noch weiter schwach an, im Bereich der Figur noch um reichlich 10%; insofern ist also in dem von uns als Höchstleistung bezeichneten Zustand der Wärmeumsatz noch steigerungsfähig, sogar unter Verbesserung des Wirkungsgrades, jedoch stark auf Kosten der erzeugten Temperatur. Wenn andererseits der Wasserdurchgang unter $W_1$ vermindert wird, so muß man den Dampfdruck durch Drosseln herabsetzen, damit der Dampf nicht durchschlägt. Dann steigt die erzeugte Temperaturerhöhung noch mäßig an, aber der Wärmeumsatz sinkt schnell.

Der Wasserdurchgang $W_1$ (in Fig. 43 = 1530 kg) bedeutet also, auf einen bestimmten verfügbaren Dampfdruck bezogen, nicht die Erzielung des größten Wärmeumsatzes und nicht die Erzielung der höchstmöglichen Temperatur, sondern die bestmögliche Vereinigung beider; sie kann deshalb wohl als Höchstleistung bezeichnet werden; sie bedeutet einen in sich bestimmten, vor allen anderen ausgezeichneten Zustand des Apparates, der zu seiner Kennzeichnung geeignet ist.

Der Betrieb eines Wärmers mit *Gleichstrom im Vergleich zu Gegenstrom* liefert Ergebnisse, die durch Fig. 44 dargestellt sind. Sie sind durchaus analog, insbesondere ist ebenso scharf eine Höchstleistung erkennbar, bei der die Kondensattemperatur gegen 100° kommt und andererseits der verfügbare Dampfdruck voll ausgenutzt wird. Der Wärmeumsatz bei der Höchstleistung ist etwas höher als bei Gegenstrombetrieb, die Wassertemperatur erheblich niedriger; daher wird die

Digitized by Google

Höchstleistung erst bei größerer Wassermenge $W_1$ erreicht. Die erzielbaren Wärmeumsätze sind überhaupt etwas höher, die Temperaturen etwas niedriger als bei Gegenstrom. Wo die höheren Temperaturen also nicht nötig, vielleicht der Verbrühgefahr wegen lästig sind, kann Gleichstrombetrieb ratsam sein. Derselbe hat überdies allgemein den Vorteil größerer Regelfähigkeit, weil die beiden wärmeaustauschenden Flüssigkeiten einer gemeinsamen Mischungstemperatur zustreben.

Mit Erreichung der Höchstleistung setzt eine Verbesserung des Wirkungsgrades $\eta'$ ein, weil die Kondensattemperatur abnimmt. Da

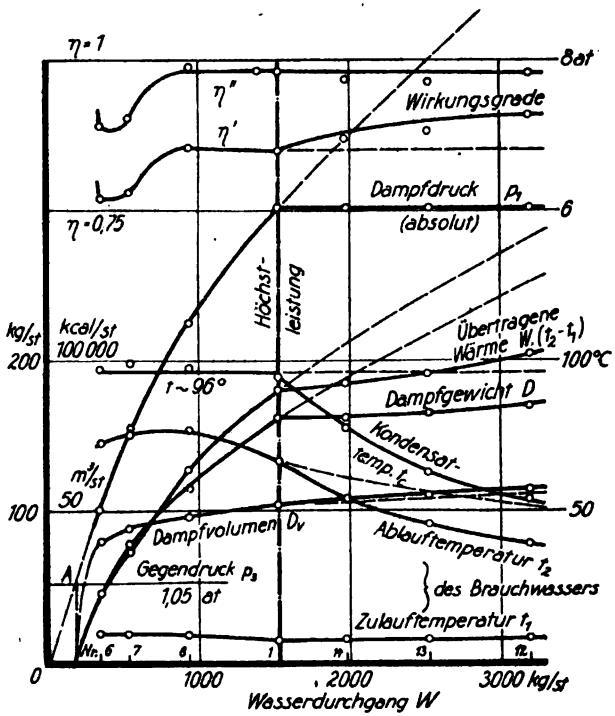



Fig. 43. Wasserwärmer bei wechselndem Wasserdurchgang, eingebaut in eine Anlage von 5 at Betriebsdruck. — Gegenstrombetrieb.

die Höchstleistung bei Gegenstrom eher als bei Gleichstrom erreicht wird, so ist bei mittleren Wasserdurchgängen der Wirkungsgrad $\eta'$ merklich günstiger bei Gegenstrom gegenüber Gleichstrom, aber nur wenn man die gleiche Wassertemperatur verlangt und den Vergleich auf gleichen Wasserdurchgang bezieht. Auf gleichen Wärmeumsatz bezogen hat der Gegenstrombetrieb keinen besseren Wirkungsgrad; ebensowenig ist der bessere Wirkungsgrad $\eta'$ von Nutzen, wo das Kondensat warm zurückgespeist wird, ein bei Heizungsanlagen häufiger Fall; dann ist $\eta''$ maßgebend.

Diese Darlegungen sollen zeigen, wie vorsichtig man mit der Verallgemeinerung von Versuchs- und noch mehr von den Ergebnissen

Digitized by Google

weniger exakter Erfahrung sein muß, die unter besonderen Verhältnissen und unter bestimmten Änderungen der Versuchsdaten erhalten wurden. So ist die vielfach zu hörende Behauptung von der Überlegenheit des Gegenstromes nur bedingt richtig.

Der Vergleich beider Betriebsarten wird noch durch Tabelle 16 gegeben, die außerdem den Einfluß der Wasserzulauftemperatur und der Dampfüberhitzung zeigen soll.

Tabelle 16 zeigt dreimal, daß der Gleichstrombetrieb rund 10% größere Umsätze liefert als der Gegenstrombetrieb, dagegen nicht ebenso hohe Wassertemperaturen erreichen läßt. Außerdem sind noch

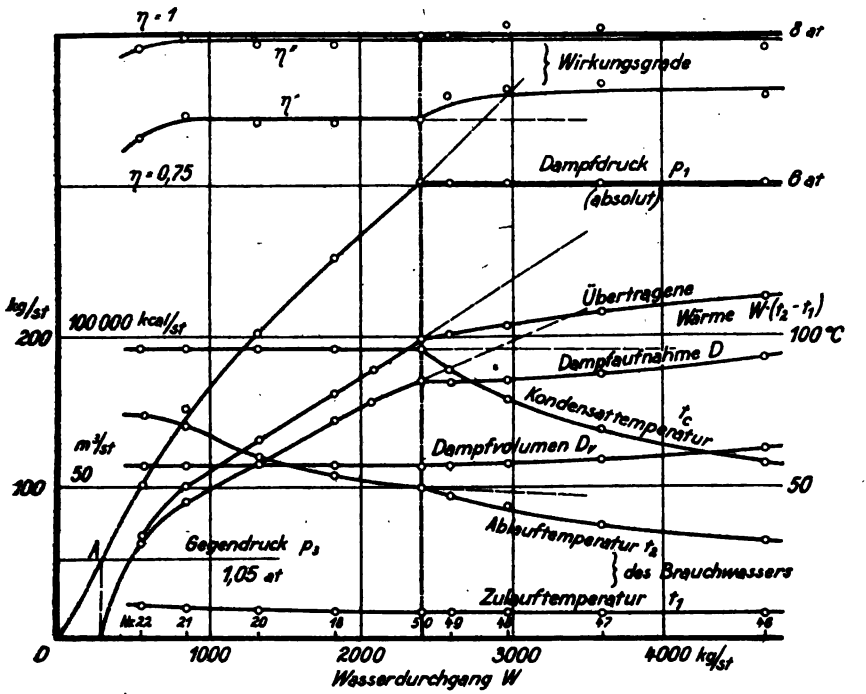



Fig. 44. Wasserwärmer bei wechselndem Wasserdurchgang, eingebaut in eine Anlage von 5 at Betriebsdruck. — Gleichstrombetrieb.

folgende Einflüsse gezeigt, die für das Ergebnis von Versuchen von Bedeutung sein können.

Höhere *Zulauftemperatur* (Versuch 72, 79 gegen 1, 16) ergibt höhere Endtemperatur, aber kleinere Temperaturerhöhung des Brauchwassers. Die Dampfaufnahme und daher der Umsatz fällt dabei bei Gegenstrom, steigt bei Gleichstrom.

Höhere *Dampftemperatur* (Versuch 71, 78 gegen 72, 79) hat eine Steigerung der Temperatur (bei Versuch 71, obwohl die Höchstleistung nicht ganz erreicht war) und des Umsatzes zur Folge. Die häufig gehörte Bemerkung, überhitzter Dampf „gebe seine Wärme schwerer ab", trifft also, obgleich theoretisch nicht zu bestreiten, doch insofern nicht



Digitized by Google

die Sache, als der günstige Einfluß der höheren Temperatur jedenfalls hier der überwiegende ist.

Tabelle 16. Vergleich von Gegenstrom- und Gleichstrombetrieb bei einem Dampfwasserwärmer.

| | Versuch Nr. | 1 Gegenstrom | 16 Gleichstrom | 72 Gegenstrom | 79 Gleichstrom | 71 Gegenstrom | 78 Gleichstrom |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Betriebsdruck $p$ . . . . . at | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 |
| 2 | Dampftemperatur $t_d$ . . . °C | 163 | 166 | 160 | 163 | 186 | 189 |
| 3 | Dampfaufnahme $D$. . . kg/st | 163 | 175,5 | 162,5 | 182,0 | 164,3 | 180,2 |
| 4 | Kondensattemperatur $t_c$. . °C | 94,7 | 96,5 | 95,0 | 94,7 | 87,6 (!) | 95,6 |
| 5 | Brauchwassermenge $W$ . kg/st | 1528 | 2260 | 1614 | 2429 | (1688) | 2423 |
| 6 | Zulauftemperatur $t_1$ . . . °C | 7,5 | 9,0 | 13,5 | 13,6 | 13,4 | 13,0 |
| 7 | Ablauftemperatur $t_2$ . . . °C | 66,7 | 52,7 | 68,7 | 55,1 | 68,9 | 55,8 |
| 8 | Temperaturerhöhung $t_2 - t_1$ °C | 59,2 | 43,7 | 55,2 | 41,5 | 55,5 | 42,8 |
| 9 | Wärmeumsatz $W \cdot (t_2 - t_1)$ kcal/st | 90 400 | 98 800 | 89 100 | 100 800 | 93 200 | 103 700 |
| 10 | Kondensatverlust $\frac{D\,(t_c - 20)}{W \cdot (t_2 - t_1)}$ — | 0,135 | 0,135 | 0,136 | 0,135 | 0,119 (!) | 0,132 |

**45. Dampfgeschwindigkeiten; Wärmeübergangsverhältnisse.** Die Dampfgeschwindigkeit $w_d$ m/sek an einer beliebigen Stelle eines Rohres ergibt sich als Quotient aus dem jene Stelle passierenden Dampfvolumen $D_v$ m³/st und dem Rohrquerschnitt $f$ m²: es ist $w_d = \frac{D_v}{3600\,f}$; das Dampfvolumen errechnet sich aus dem Dampfgewicht $D$ kg/st unter Benutzung des spezifischen Gewichtes $\gamma$ in kg/m³ oder des spezifischen Volumens $v = \frac{1}{\gamma}$ m³/kg als $D_v = v \cdot D$. Für gesättigten Dampf ist $v$ abhängig nur vom Druck nach der Dampftafel, für überhitzten Dampf abhängig von Druck und Temperatur nach Formel (15), S. 139. — Ein Beispiel für die Berechnung der *Dampfgeschwindigkeit in einem Eintrittsquerschnitt* gab § 43 am Ende.

Die Ergebnisse solcher Berechnung sind weiter in den Fig. 41, 43 und 44 eingetragen. Es ergibt sich, daß das aufgenommene Dampfvolumen sich unter allen Umständen in den Grenzen von 40 bis 60 m³/st hält, meist über 50 m³/st. Dem entsprechen, bei 14,1 mm lichtem Rohrdurchmesser, Dampfgeschwindigkeiten zwischen 70 und 105, meist über 89,2 m/sek (Fig. 45). Die großen Druckabfälle ergeben also doch nicht unmäßige Geschwindigkeiten. Bei Gegenstrom nimmt mit steigendem Druck das aufgenommene Volumen etwas ab, wenn die Wassermenge unverändert bleibt, es nimmt etwas zu, wenn der Apparat auf Höchstleistung arbeitet. In beiden Fällen ist 60 m³/st entsprechend 105 m/sek eine Art Grenzwert, dem die Dampfaufnahme gleichsam zustrebt. Bei Gleichstrom ist die Aufnahme trotz zunehmenden Dampfdruckes bei Höchstleistung fast unveränderlich, sie steigt wenig bei unverändertem Dampfdruck mit zunehmender Wassermenge. Immerhin

Digitized by Google

ist im ganzen die höchst erzielbare Dampfgeschwindigkeit offenbar diejenige Größe, die die Leistung des Apparates bestimmt und begrenzt.

Wie stark die einzelnen Elemente der Heizfläche eines Wärm- (oder Kühl-) Apparates an der Wirkung beteiligt sind, findet sich allgemein dadurch, daß man die Zunahme des Wärmeinhaltes des einen oder die Abnahme des anderen Mittels für die einzelnen Teile der Heizfläche ermittelt. Ein Beispiel hierfür ist die Vereinzelung der Heizflächenleistung beim Dampfkessel, § 33.

Kann man sowohl die Zunahme des Wärmeinhaltes einerseits, als auch die Abnahme desselben andererseits beobachten, so weichen beide Reihen voneinander um die Wärmeverluste ab. Wie man sie aufeinander beziehen kann, ist an Fig. 19, S. 99 gezeigt worden. In

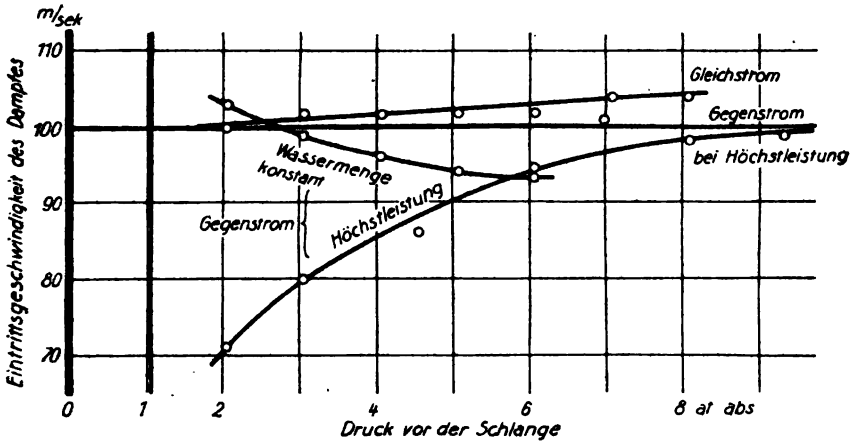



Fig. 45. Dampfgeschwindigkeit beim Eintritt in die Schlange des Wasserwärmers, bei Gleich- und Gegenstrom.

jedem Fall ist zu beachten, daß neben den Temperaturänderungen auch Änderungen in der Substanz des Wärmeträgers eintreten können. Beim eben zitierten Dampfkesselversuch traten solche durch Veränderung der Rauchgase durch falsche Luft auf. Beim Wasserwärmer wäre entsprechend neben der Temperaturänderung auch die Änderung der Dampfmenge durch Kondensation zu messen. Das begegnet Schwierigkeiten. Um so besser läßt sich die Temperaturzunahme des erwärmten Wassers verfolgen, durch Einbau von Thermometern oder (weniger genau) durch Berühren des Mantels mit einem Draht anderen Metalles, so daß der Berührungspunkt eine Thermoquelle bildet; der Thermowert ist durch Eichung festzustellen; die Berührungsstelle ist durch Isolierung gegen den Einfluß der Hand einerseits, gegen Ableitung andererseits zu sichern. Das Ergebnis der Messung ist aufzutragen als abhängig von der vom Brauchwasser durchlaufenen Heizfläche, die im allgemeinen der Rohrlänge proportional sein wird, Fig. 46. Wenn man ferner durch ein eingeführtes Druckentnahmerohr den Verlauf des Dampfdruckes



Digitized by Google

mißt, so kann man daraus zugleich die Dampftemperatur an jeder Stelle des Rohres als zugehörige Sättigungstemperatur finden.

So wurde bei Versuch 72, Tabelle 15, an einer Stelle mit 0,112 m² Heizfläche vom Dampfeintritt aus die Temperatur zu 37,7° gemessen (Punkt *Z*); das Wasser hat bis zu jener Stelle $1614 \cdot (37{,}7 - 13{,}5) = 39\,100$ kcal/st aufgenommen. Der Dampf hat an der Stelle einen Druck[1]) von 1 at ÜD = 2,05 at abs, entsprechend 120,3° Sättigungstemperatur. Die Temperaturdifferenz an jener Stelle ist also $120{,}3 - 37{,}7 = 82{,}6$° C. Fig. 46 zeigt, daß die Temperaturdifferenz etwa konstant bleibt; dem entspricht gut der fast gleichmäßige Anstieg der Brauchwassertemperatur. Durch Differenzieren der Kurve der Brauchwassertemperatur läßt sich die an der untersuchten Stelle übergehende Wärme-

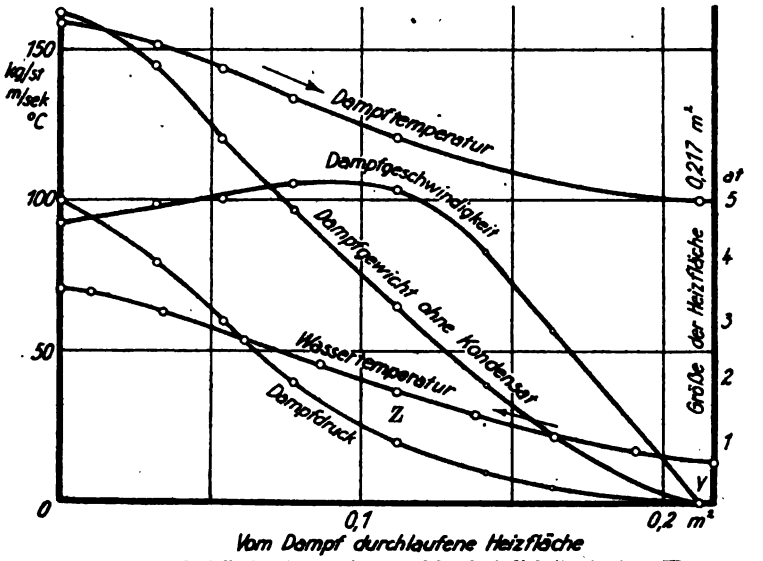



Fig. 46. Wärmeleistung der Heizfläche, Temperaturen und Geschwindigkeiten in einem Wasserwärmer.

menge auf die Flächeneinheit der Heizfläche bezogen finden; sie wäre über der Temperaturdifferenz aufzutragen, die den Wärmeübergang veranlaßt.

Es läßt sich weiter finden, wieviel Dampf an der untersuchten Stelle, 0,112 m² hinter dem Dampfeintritt, noch als solcher vorhanden ist; der Rest ist kondensiert. Der am Eintritt zugeführte Dampf hatte (Tabelle 72) den Wärmeinhalt 661,4 kcal/kg. Von der untersuchten Stelle bis zum Ablaufen des Kondensates mit 95° Temperatur, also 95,5 kcal/kg Wärmeinhalt (Dampftafel IV, Spalte 2), werden noch 39 100 kcal der gesamten Dampfmenge von 162,5 kg entzogen, das sind $39100 : 162{,}5 = 240{,}4$ kcal/kg. Es sind also $240{,}4 + 95{,}5 = 335{,}9$ kcal/kg

[1]) Dieser Druck wurde nicht direkt gemessen, sondern mangels der Einrichtung hierzu nach besonderem Verfahren ermittelt. Vgl. Gramberg, Versuche an einem Wasserwärmer, Z. d. V. D. I. 1914, S. 174.

Digitized by Google

Wärmeinhalt im Dampf, dessen Druck an jener Stelle zu 1 at ÜD = 2,05 at abs bekannt ist. Für diesen Druck ist der Wärmeinhalt der Flüssigkeit (Dampftafel II) 121,1, der des gesättigten Dampfes 647,5 kcal/kg. Wieweit nun die Annahme zutrifft, das an der Rohrwand rinnende Wasser habe gleiche Temperatur wie der Dampf, nämlich die Siedetemperatur 120,3°, ist unsicher. Unterstellen wir sie als zutreffend, so errechnet sich der spezifische Dampfgehalt $x$ bzw. der Feuchtigkeitsgehalt $1 - x$ aus der Gleichung

$$647{,}5 \cdot x + 121{,}1 \cdot (1 - x) = 335{,}9; \quad x = 0{,}408 .$$

Die gesamte, jene Stelle stündlich passierende Dampfmenge ist $0{,}408 \cdot 162{,}5 = 66{,}3$ kg. Bei 2,05 at abs Druck hat gesättigter Dampf das spezifische Volumen $v = 0{,}884$ m³/kg (Dampftafel I, Spalte 3); das jene Stelle passierende Dampfvolumen ist $66{,}3 \cdot 0{,}884 = 58{,}6$ m³/st. Bei 0,000 1561 m² freiem Rohrquerschnitt (S. 140) wird die Geschwindigkeit des Dampfes $\frac{58{,}6}{3600 \cdot 0{,}000\,1561} = 104{,}3$ m/sek, wenn man das Volumen des Wassers vernachlässigt (was wegen der geringeren Geschwindigkeit des herabrinnenden Wassers nicht sicher zulässig ist). Die Geschwindigkeit des Dampfes ist also in jener Gegend, nahe der Rohrmitte, etwa ebenso groß wie am Anfang.

Die gleiche Rechnung für weitere Punkte der Rohrlänge ergibt die in Fig. 46 dargestellten Verhältnisse. Für die zweite Hälfte der Heizfläche, von $Z$ ab, sind Ablesungen nicht vorhanden. Als Anhalt für das Verzeichnen der Kurven dient, daß Dampfgewicht und daher die Geschwindigkeit am Ende der Heizfläche Null werden müssen. Die Kurve des Dampfdruckes, der von der Geschwindigkeit quadratisch abhängt, muß im gleichen Punkte $Y$ tangential an die Achse anlaufen. Der Punkt $Y$ liegt etwas vor dem Heizflächenende, weil das Kondensat nicht mit voll 100° ablief; seine Lage bestimmt sich daraus, daß für das Stück von $Y$ bis zum Ende Wärmeaufnahme des Brauchwassers und Wärmeabgabe des Kondensates einander gleich sein müssen.

Von den Wärmeverlusten ist bei dieser Rechnung abgesehen; sie sind nach Tab. 15, Z. 21 gering.

---

# III. Wärmekraftmaschinen.

## a) Allgemeines über Dampfkraftmaschinen.

**46. Dampfverbrauch und Wirkungsgrad von Dampfkraftmaschinen.** An einer Kolbendampfmaschine oder an einer Dampfturbine wird die Wirtschaftlichkeit untersucht, indem man die Menge $D$ kg/st und den Zustand — Druck $p$ at und Temperatur $t$° C oder Feuchtigkeit $x$% — des von der Maschine aufgenommenen Dampfes bestimmt, andererseits die von der Maschine nutzbar abgegebene Leistung $N_b$. Letztere bezeichnet man als Bremsleistung, weil sie durch Abbremsen unmittelbar gemessen werden kann; man nennt sie auch die Effektivleistung der Maschine, oder ihre Nutzleistung.

Digitized by Google

Aus den gemessenen Größen berechnet sich ohne weiteres der auf die Leistungseinheit bezogene Dampfverbrauch

$$\varepsilon = \frac{D}{N_b} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (1)$$

Wir nennen ihn den *spezifischen Dampfverbrauch* (spezifisch siehe S. 5) der Maschine, oder auch kurzweg den *Dampfverbrauch*. Im Gegensatz dazu vermeiden wir für $D$ das Wort Dampfverbrauch und nennen es die *Dampfaufnahme* der Maschine (§ 3).

Der (spezifische) Dampfverbrauch ist insofern nur ein unvollkommener Maßstab für die Wirtschaftlichkeit der Maschine, als er die Qualität des gebrauchten Dampfes nicht berücksichtigt, die stark verschieden ist, je nach dem Druck und der Überhitzung des Dampfes. Wenn eine mit hohem Druck und hoher Überhitzung arbeitende Maschine einen geringeren Dampfverbrauch hat als eine andere, die mit Sattdampf geringerer Spannung arbeitet, so bleibt darum noch zweifelhaft, ob sie wirtschaftlicher arbeitet, da die Erzeugung von 1 kg überhitzten Dampfes mehr Brennstoff erfordert.

Ein besserer Maßstab für die Wirtschaftlichkeit ist der Quotient aus der Nutzleistung und der in dem aufgenommenen Dampf als Wärme steckenden Energiemenge $N_2$; dieser Quotient ist deshalb der *wirtschaftliche Wirkungsgrad* der Dampfmaschine. $N_2$ ist zu finden als Produkt aus dem Dampfgewicht und der in 1 kg Dampf steckenden Wärme. Hierunter kann man die Wärmemenge verstehen, die zum Erzeugen des Dampfes vom Wärmeinhalt $i_d$ aus dem in den Kessel gespeisten Wasser von der Temperatur $t_w$ aufzuwenden ist und die bekanntlich (S. 66) $(i_d - i_w)$ kcal/kg beträgt; um bezüglich der Maschinenuntersuchung von den besonderen Verhältnissen des Kesselbetriebes zu abstrahieren, rechnet man wohl mit einer normalen Speisewassertemperatur $t_w = 20°$; dann ist auch $i_w = 20$ kcal/kg zu setzen, also

$$\eta_w' = \frac{N_b}{D \cdot (i_d - 20)} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (2)$$

$N_b$ ist hierbei auch in Kalorien auszudrücken. Man kann aber auch unter der im Dampf steckenden Wärme diejenige verstehen, die der Dampf beim einfachen Kondensieren ohne Arbeitsleistung abgeben könnte; als Kondensationstemperatur $t_3$ hätte man diejenige anzusehen, die als Sättigungstemperatur dem Gegendruck $p_3$ nach der Spannungskurve zugeordnet ist. In dieser Form ist

$$\eta_w = \frac{N_b}{D \cdot (i_d - t_3)} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (3)$$

Wir wollen beim reinen Maschinenbetrieb — wo nicht der Kessel mit untersucht wird — letzteren Wert einführen.

$i_d - t_3$ ist diejenige Wärmemenge, die 1 kg Dampf des Zustandes $i_d$ abgibt, wenn es sich verflüssigt und dabei 1 kg Wasser liefert, das mit der Kondensationstemperatur $t_3$ abläuft. Die gleiche Wärme ist aufzuwenden, um 1 kg Speisewasser der Temperatur $t_3$ in Dampf des Zustandes $p_1$, $t_1$, $i_d$ zu verwandeln (§ 26). Der wirtschaftliche Wirkungs-

Digitized by Google

grad vergleicht also die Ausbeute an Nutzarbeit der Dampfmaschine mit dem, was man an Wärme aufwenden mußte, wenn man das gebildete (nicht unterkühlte) Kondensat ohne Wärmeverlust zum Kessel zurückführen kann. —

**47. Gütegrade, ohne und mit Beachtung der Maschinenabmessungen.** Bei Wärmekraftmaschinen kommt man zu dem Begriff eines Gütegrades neben dem des Wirkungsgrades aus der Erwägung heraus, daß Wärme nicht vollständig in Arbeit umgesetzt werden kann (zweiter Hauptsatz der Wärmelehre). Wenn daher der thermische Wirkungsgrad die in Arbeit umgesetzte Energie mit der gesamten im Dampf steckenden Wärmeenergie vergleicht, so ist das für die Maschine unbillig, weil die mangelhafte Umsetzung nur zum Teil ihr, zum anderen Teil aber einer unabänderlichen Eigenschaft der Wärme zur Last fällt: man sollte, will man die Maschine beurteilen, die umgesetzte mit der umsetzbaren Wärmemenge vergleichen. Diesen Vergleich erstrebt der Gütegrad.

Bezeichnen wir mit $N_1$ die im Dampf steckende Wärmemenge, mit $N_1'$ denjenigen Teil davon, der beim theoretisch günstigsten Arbeitsprozeß umgesetzt werden könnte, so können wir

$$\eta_a = \frac{N_1'}{N_1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

als den *theoretischen Wirkungsgrad des der Maschinenwirkung zugrunde liegenden Arbeitsprozesses* bezeichnen; er ist rein abhängig von den der Maschine auferlegten äußeren Bedingungen (Kessel- und Kondensatordruck, Dampftemperatur). Dagegen ist nun

$$\eta_{gth} = \frac{N_i}{N_1'} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

der (*thermische*) *Gütegrad der Maschine*, ein Maß dafür, wie gut sich die Maschine in ihrer thermischen Wirkungsweise dem Idealfall annähert, ein Maß für die theoretische Güte der Maschine. Man kann aber auch den Gütegrad, statt auf die indizierte Leistung, auf die Nutzleistung $N_b$ beziehen und hat im *wirtschaftlichen Gütegrad der Maschine*

$$\eta_{ge} = \frac{N_b}{N_1'} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (6)$$

ein Maß für die gesamte Ausnützung der zur Umsetzung verfügbaren Wärme. —

Der wirtschaftliche Wirkungsgrad der Dampfkraftmaschine ist das Verhältnis der nutzbar an der Welle abgegebenen Leistung $N_b$ zu der im verbrauchten Dampf als Wärme steckenden Leistung $N_1$. Der Unterschied beider $N_1 - N_b$ ist der gesamte Verlust bei der Umsetzung; derselbe ist zum Teil darin begründet, daß die Umsetzung der Wärme in Arbeit gar nicht vollständig stattfindet, zum Teil darin, daß die zunächst umgesetzte Energie nachher, insbesondere durch Reibung, wieder verloren geht. In diese beiden Teile wird der Gesamtverlust zerlegt durch Bestimmung der indizierten Leistung, die bei Kolbenmaschi-

Digitized by Google

nen mittels des Indikators meßbar ist (Techn. Mess. Kap. X, besonders § 85). Sie stellt den Umsatz (§ 3) des Kraftmaschinenprozesses dar.

Die *indizierte Leistung* $N_i$ ist allgemein diejenige Leistung, die von dem die Arbeit aufnehmenden Maschinenteil (bei der Kolbenmaschine: vom Kolben, bei der Turbomaschine: von der Schaufelung) aufgenommen, also vom Dampf auf diese Teile übertragen wird; zu dem Zweck wird ja vom Indikator die auf den Kolben wirkende Kraft multipliziert mit dem vom Kolben zurückgelegten Wege.

Der Unterschied

$$V_1 = N_1 - N_i \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (7)$$

ist also der *Verlust durch unvollkommene thermische Umsetzung* in der Maschine; der entsprechende Wirkungsgrad

$$\eta_t = \frac{N_i}{N_1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (7a)$$

heißt der *thermische Wirkungsgrad* der Maschine, er ist ein Maß dafür, wie gut der thermische Prozeß ist, den man dem Bau der Maschine zugrunde gelegt hat, und wie gut derselbe verwirklicht ist.

Der Unterschied

$$V_2 = N_i - N_e \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

ist der Verlust, der nach Übertragung der Arbeit auf den Kolben im Getriebe der Maschine entsteht, durch Reibung des Kolbens im Zylinder, der Kolbenstange in der Stopfbüchse, des Kreuzkopfes in seiner Führung, der verschiedenen Zapfen in ihren Lagern, des Schwungrades in der Luft. Es sind das durchweg Verluste mechanischer Natur. Der genannte Unterschied ist also kurzgesprochen der *Reibungsverlust* in der Maschine, der entsprechende *mechanische Wirkungsgrad*

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8a)$$

ist ein Maß dafür, wie die Maschine in mechanischer Hinsicht beschaffen ist, wieweit man durch Konstruktionsmaßnahmen (Anordnung und Bemessung des Getriebes, Verkleiden des Schwungrades) oder durch Betriebsmaßnahmen (gute Schmierung, § 12) die Reibungsverluste herabgezogen hat.

Unmittelbare praktische Bedeutung hat die Kenntnis der indizierten Leistung nicht, ebensowenig die Unterteilung der Verluste und der Wirkungsgrade, die durch sie gegeben wird. Wenn besonders gerne in Garantien für Kolbenmaschinen der mechanische Wirkungsgrad aufgezählt wird, so ist es wohl deshalb, weil er eine hohe Zahl — bis herauf zu 92% — liefert; die Bezugnahme auf die indizierte Leistung erfolgt auch wohl deshalb, weil sie stets schnell, sicher und ohne Betriebsstörung zu bestimmen ist, während die Nutzleistung größerer Maschinen durch Abbremsen zu ermitteln eine gefährliche und oft der Betriebsunterbrechung wegen unmögliche Aufgabe ist; nur bei Kupplung mit einer Dynamomaschine ist die Nutzleistung der Dampfmaschine bequem zu bestimmen.

Digitized by Google

Entsprechend früher angewandter Ausdrucksweise kann man noch als (*effektiven*) *Gütegrad eines Maschinensatzes* aus Kraft- und Dynamomaschine die Größe

$$\eta_{g\ el} = \frac{N_{el}}{N_1'} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

bezeichnen; entsprechend bei Pump- oder anderen Maschinensätzen.

$N_1'$ soll hierin in jedem Fall derjenige Bruchteil der verfügbaren Wärme sein, der theoretisch in Arbeit umgesetzt werden kann. Dieser Wert ist nicht eindeutig gegeben, sondern hängt in gewissem Maße von der Art ab, wie man dem Wärmeträger die Arbeit entzieht — sie hängt davon ab, welchen Kreisprozeß man als idealen, theoretisch vollkommenen Arbeitsprozeß dem Vergleich zugrunde legt. Je nach der Art des gedachten Vergleichsprozesses kann man verschiedene Werte $N_1'$, $N_1''$ ... in die Formeln 4 bis 6 und 9 einführen.

Als *idealer Vergleichsprozeß* dient wohl der Carnot-Prozeß. Zwischen den Temperaturgrenzen (absolut genommen) $T_1$ und $T_3$ ist der bestmögliche Wirkungsgrad eines Kreisprozesses $\eta_{a\ opt} = \frac{T_1 - T_3}{T_1}$, also wäre

$$N_1' = N_1 \cdot \frac{T_1 - T_3}{T_1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (10)$$

Als Temperaturgrenzen kann man die Temperaturen der Dampfüberhitzung und des Kühlwassers einführen oder an Stelle letzterer (auch für Auspuff- und Gegendruckbetrieb brauchbar) die dem Gegendruck entsprechende Sättigungstemperatur.

Meist sieht man von Verwendung des Carnot-Prozesses als eines zu theoretisch-schematischen, praktischen Verhältnissen nicht Rechnung tragenden Vergleiches ab und verwendet Vergleichsprozesse, die sich an Hand der Fig. 47 ergeben. Wenn wir die in der Maschine wirklich arbeitende Dampfmenge vom Anfangszustande der Admission, Punkt $A$, bis zur Erreichung des Gegendruckes bei $B$ adiabatisch expandieren lassen, so ist durch die Arbeitsfläche $A_2ABB_2$ eine theoretisch günstigste Arbeitsausbeute $N_1''$ festgelegt. Zu ihrer Ausnutzung muß die arbeitende Dampfmenge beim Gegendruck des Kondensators das Volumen $BB_2$ annehmen. — Wenn uns aber bei Kolbenmaschinen das Ausnutzen der Spitze bei $B$ auf zu große Zylindervolumina führt, und wir uns deshalb auf ein Zylindervolumen $C_2C$ beschränken, so ist durch die Fläche $A_2ACC_3B_2$ eine auf das vorhandene Zylindervolumen bezogene günstigste Arbeitsausbeute $N_1''' < N_1''$ festgelegt. Siehe das Beispiel in § 71. Wegen der entsprechenden Verhältnisse an Dampfturbinen vgl. § 61, S. 199 und § 63.

Je nach dem gewählten Vergleichsprozeß einerseits, je nach der Bezugnahme auf die indizierte oder auf die nutzbare Leistung der Kraftmaschine oder eines Maschinensatzes andererseits ergeben sich eine Reihe verschiedener Gütegrade, von denen man je nach den vorliegenden tatsächlichen Verhältnissen bei Kolbenmaschinen Gebrauch machen kann. Bei Dampfturbinen kommt die Einführung der indizierten Leistung, obwohl sie begrifflich vorhanden ist, doch deshalb

Digitized by Google

nicht in Betracht, weil sie nicht gemessen werden kann. Bei ihnen kommt auch die Bezugnahme auf ein bestimmtes Zylindervolumen nicht in Frage. Bei Dampfturbinen lassen sich also von den bisher angegebenen nur die Gütegrade $\frac{N_e'}{N_1''}$, bei Turbosätzen nur $\frac{N_{el}}{N_1''}$ bilden; und wo man Vergleiche zwischen Kolben- und Kreiselmaschinen ziehen will, wird man diese Gütegrade heranzuziehen haben, während für Kolbenmaschinen unter sich die Bezugnahme auf $N_1''$, also auf das bestimmte Zylindervolumen, dem Vergleich der Maschinen besser gerecht wird. —

Recht allgemein versteht man unter Gütegraden solche Vergleichszahlen, die irgendwelchen besonderen Verhältnissen Rechnung tragen wollen, während der Wirkungsgrad immer ganz schematisch das Verhältnis der Energiemengen nimmt, ohne Rücksicht darauf, ob nach Lage des Sonderfalles eine volle Ausnutzung der Energie überhaupt denkbar ist — ob also die Erreichung des Wirkungsgrades Eins überhaupt möglich ist.

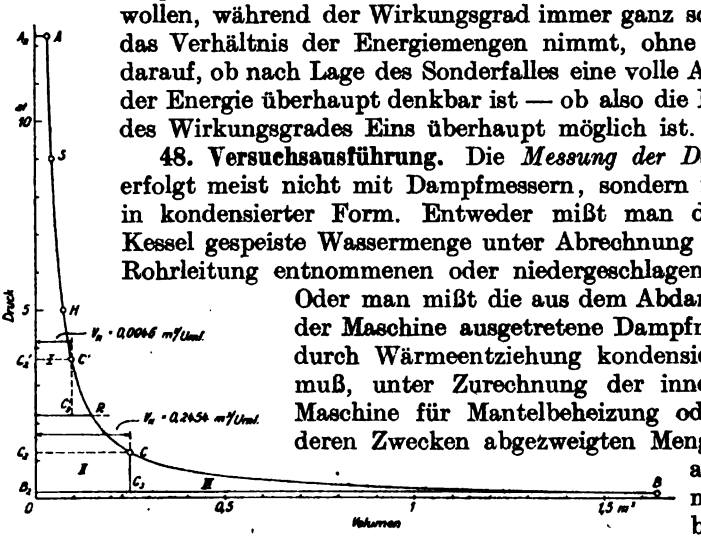


Fig. 47. Ideale Vergleichsprozesse für Dampfkraftmaschinen.

**48. Versuchsausführung.** Die *Messung der Dampfmenge* erfolgt meist nicht mit Dampfmessern, sondern regelmäßig in kondensierter Form. Entweder mißt man die in den Kessel gespeiste Wassermenge unter Abrechnung der in der Rohrleitung entnommenen oder niedergeschlagenen Menge. Oder man mißt die aus dem Abdampfstutzen der Maschine ausgetretene Dampfmenge, die durch Wärmeentziehung kondensiert werden muß, unter Zurechnung der innerhalb der Maschine für Mantelbeheizung oder zu anderen Zwecken abgezweigten Mengen. Denn als Aufnahme der (Kolben- oder Turbo-) Dampfmaschine ist immer das aus dem Dampfrohr in die Maschine tretende Gewicht anzusehen. — Wo die ganze Dampfkraftanlage — Kessel und Maschine — untersucht werden soll, da wird man die in die Maschine tretende Menge unter anderem auch ermitteln.

Bei der ersten der beiden genannten Meßmethoden entnimmt die Speisepumpe eine Wassermenge $D_s$ aus einer Meßeinrichtung (S. 82) und drückt sie in den Kessel; der Wasserstand in diesem bleibt konstant. Alles gespeiste Wessser, abzüglich etwaiger Leckverluste, z. B. $D_l$ durch das Schlammventil, also $D_s - D_l$ wird verdampft. Von dem Dampf wird z. B. die Dampfspeisepumpe betrieben, ihre Aufnahme $D_p$ wird in einer Rohrschlange kondensiert, die man durch Wasser kühlt, und dann gemessen. Alle anderen Zweigleitungen sind abgeflanscht, das Sicherheitsventil muß dicht sein. Das in der Leitung gebildete Kondensat $D_k$ wird in einem Wasserabscheider dicht vor der Maschine vom Dampf getrennt, wird genügend unter 100° gekühlt

Digitized by Google

und zur Messung gebracht. Die Maschine hat dann die Dampfaufnahme

$$D = D_s - D_l - D_p - D_k \quad \ldots\ldots\ldots \quad (11)$$

Bei der zweiten Anordnung, Fig. 48, wird vor der Maschine nur entwässert, damit der in die Maschine kommende Dampf tunlichst wasserfrei ist. Das hier abgetrennte Kondensat braucht nicht gemessen zu werden. Hinter der Maschine pflegt der austretende Dampf schon merklich naß zu sein; der nasse Dampf wird in einem Oberflächenkondensator durch Kühlwirkung vollends niedergeschlagen und als Endkondensat $D_o$ zur Wägung gebracht. Kondensatmengen, die als Stopfbüchsendampf, Aufnehmerkondensat oder dergleichen der Maschine anderweit entnommen werden, müssen besonders gewogen wer-

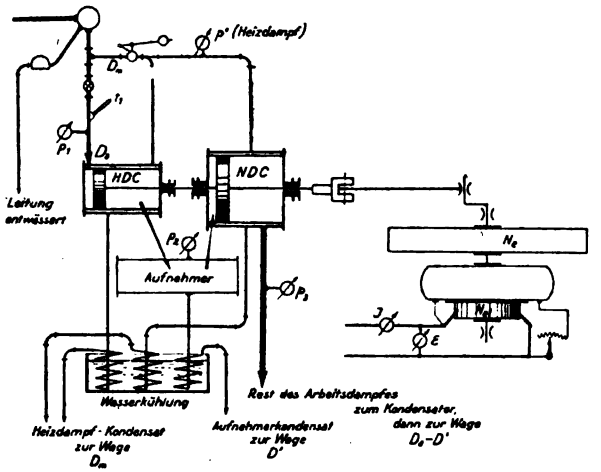



Fig. 48. Versuchsanordnung zur Bestimmung des Dampfverbrauches einer Dampfdynamo.

den; bezeichnen wir sie mit $D'$, $D''$ ..., so wird die Dampfaufnahme der Zylinder, die wir als Arbeitsdampf-Aufnahme mit $D_a$ bezeichnen

$$D_a = D_o + D' + D'' + \quad \ldots\ldots\ldots \quad (12a)$$

Ist dann noch die in die Dampfmäntel der Zylinder (und des Aufnehmers) gehende Menge an Manteldampf $D_m$, so wird die gesamte Dampfaufnahme

$$D = D_a + D_m \quad \ldots\ldots\ldots \quad (12)$$

Bei *Kondensationsbetrieb* steht der Kondensator unter Vakuum; eine Pumpe nimmt das Kondensat aus dem Kondensator und drückt es ins Freie auf eine Wage. Beim *Auspuffbetrieb* muß man eine ähnliche Anordnung treffen, etwa unter Benutzung eines Kochers einer chemischen Fabrik, eines Röhrenvorwärmers oder dergleichen; daraus läuft das Kondensat dann frei aus. Auch für Gegendruckbetrieb kann man ähnlich vorgehen. Man kann etwa so bauen: Durch einen Kran aus Gasrohr, der in einem senkrechten Gewinde wagerecht schwenkbar

Digitized by Google

ist, läuft das Kondensat je nach der Kranstellung in die Kanalisation (den Sammelbehälter) oder in ein Gefäß auf einer Wage, ausreichend für eine volle Versuchsdauer. Statt des Schwenkkranes kann man zwei Auslässe mit Ventilen anordnen. Nachdem der Beharrungszustand vermutlich erreicht ist, läßt man von einer bestimmten Zeit an auf die Wage laufen, die vorher tariert war und die nicht entlastet wird. Schon einige Zeit vor einer beabsichtigten Zwischenablesung verschiebt man die Laufgewichte dauernd so, daß jederzeit Gleichgewicht herrscht, so daß namentlich auch zur beabsichtigten Zeit gerade Gleichgewicht vorhanden war; man erreicht darin bald große Übung. Die Stellung der Laufgewichte zur Zeit der beabsichtigten Zwischenablesung notiert man. Die Differenzen werden alsbald auf ihre Gleichmäßigkeit geprüft; genügt diese, so schwenkt man am Versuchsschluß zu genau bestimmter Zeit den Kran von der Wage fort. Selbst bei recht großen Leistungen kommt man oft in dieser Weise zum Ziel, etwa indem man einen geliehenen Eisenbahn-Kesselwagen auf eine Waggonwage stellt. — Man kann auch, namentlich bei Gewichtswagen bequemer, nach dem Einschwenken des Kranes ein bestimmtes Gewicht auf der Wage hinzufügen und die Zeit notieren, wo die Wage durch die Gleichgewichtslage geht; es werden immer gleiche Gewichte hinzugefügt; die Zeitdifferenzen müssen wieder genügend übereinstimmen. Die zweite Art der Messung schmiegt sich weniger gut an die sonstigen Ablesungen an, die man meist in gleichmäßigen Zeitabständen machen will.

Im ganzen werden diese Anbauten zur nachträglichen Messung der Kondensatmengen etwas umständlicher, als meist die Einrichtung zur Messung des Kesselspeisewassers ausfällt; aber die Messung geht dafür viel schneller. Wo mehrere Versuche nötig sind, ist der Gewinn an kostbarer Sachverständigenzeit (auf Kosten von Monteurzeiten) oft beträchtlich.

Gegen die Hauptmenge $D_0$ bzw. $D_4$ pflegen die übrigen Dampfmengen zurückzutreten und den Charakter von Korrektionen zu haben. Während deshalb für die Hauptmenge in besprochener Weise genügend Zwischenablesungen gemacht werden müssen, um aus Übereinstimmung der Differenzen einen Maßstab für die Genauigkeit der Messungen und die Güte des Beharrungszustandes zu gewinnen, so kann man sich bei den Nebenmessungen im Notfall mit entsprechend weniger Ergebnissen begnügen. Die Versuchsdauer muß sich bei der Kesselspeisung nach dieser richten, beträgt also normal 8, minimal 6 st, wenn man sich an die Normen hält. Doch kann man oft schon schneller befriedigende Konstanz der Zwischenablesungen feststellen. Bei Messung des abfließenden Kondensates sind je nach den Versuchseinrichtungen oft recht kurze Versuchszeiten ($^1/_4$ bis $^1/_2$ st) möglich.

Der *Zustand des Frischdampfes* wird durch Messung seines Druckes $p_1$ und seiner Temperatur $t_1$ dicht an der Maschine bestimmt; am Abdampfrohr braucht nur der Druck $p_3$ gemessen zu werden, dem die Temperatur in allen normalen Fällen nach der Spannungskurve von Wasserdampf entspricht. Nur bei Arbeiten mit hoch überhitztem Dampf und bei geringer Arbeitsentnahme aus dem Dampf (Gegendruckbetrieb, § 53) ist am Abdampfstutzen Überhitzung zu gewärtigen.

Digitized by Google

Zur *Messung der Arbeitsausbeute* soll im folgenden meist an die elektrische Messung mit Gleichstrom gedacht werden. Eine Bremsung (Techn. Mess. § 76 ff.) ist natürlich möglich wie bei der Gasmaschine (§ 92). Eine Messung mit Drehstrom gibt § 53. Bei Gleichstrom ist die Spannung $E$ in Volt, die Stromstärke $J$ in Ampere zu messen, das Produkt gibt die Leistung in Watt.

Man sollte stets, wenn die *Umlaufzahl* direkt ins Ergebnis eingeht, für fortlaufende Zählung der Umläufe durch ein Zählwerk sorgen; beim Bremsen und beim Indizieren ist es also empfehlenswert, nötigenfalls ein Zählwerk fest extra anzubauen. Bei elektrischer Messung der Dampfturbinenleistung genügt eher ein Tachometer. Die Messung der Umlaufzahl erfolgt, auch wenn sie bei elektrischer Leistungsmessung nicht nötig ist, indem man den Stand eines Zählwerkes zu jeder Ablesungszeit (alle 5, 10, 15 Minuten) einfach notiert, nicht etwa zweimal im Abstand von 1 Minute. Die Differenzen werden alsbald gebildet und von der dritten Ablesung an auf ihre Gleichmäßigkeit geprüft.

Wegen alles Weiteren muß auf die Beispiele verwiesen werden, § 49 und 65.

## b) Dampfturbine.

**49. Beispiel eines Verbrauchsversuches an einer Dampfturbine.** Ein Versuch (Nr. 101) an einer Turbodynamo — einem Maschinensatz aus Dampfturbine und Dynamomaschine, beide direkt miteinander gekuppelt — lieferte das Protokoll Tabelle 17, in dem die Ablesungsergebnisse gleich systematisch zusammengestellt und bis zu einem gewissen Grade verarbeitet sind.

Die elektrischen Instrumente zeigten 234 Volt Spannung und 478 Ampere Stromstärke im Mittel an; an letzterer Ablesung ist, nach der Eichung des Instrumentes, eine Korrektion von + 5 Ampere anzubringen, die wahre Stromstärke ist also 483 A. Die Leistung am Schaltbrett gemessen wird $234\ \text{V} \times 483\ \text{A} = 113\,000\ \text{Watt} = 113{,}0\ \text{kW}$. Die *Verluste in den Zuleitungen* von der Maschine *zum Schaltbrett* können oft nicht unbeachtet bleiben; die beiden Zuleitungen haben zusammen 0,00063 Ohm Widerstand und geben also einen Energieverlust von $0{,}00063 \times 483^2 = 147\ \text{Watt} \backsim 0{,}1\ \text{kW}$, sie sind also im vorliegenden Fall unwesentlich, weil Länge und Querschnitt der Leitung günstig sind; die Klemmenleistung der Dynamomaschine wird 113,1 kW. — Um hieraus die Leistung der Turbine zu finden, haben wir $N_{el}$ entweder durch den Wirkungsgrad der Dynamo zu dividieren, oder wir haben die Verluste der Dynamomaschine zu $N_{el}$ hinzuzuzählen — je nachdem, welche Angaben uns vorliegen. Vergleiche hierüber § 90. Hier soll mit den Verlusten gerechnet werden; sie setzen sich aus drei Teilen zusammen, nämlich dem Aufwand für Erregung, dem Kupferverlust im Anker und den allgemeinen Verlusten im Anker durch Hysteresis und Wirbelströme, Lagerreibung und Ventilation, kurz gesagt die Eisen- und Reibungsverluste. In unserem Fall ist die Erregung nicht in Rechnung zu setzen, weil sie als *Fremderregung* von einer

Digitized by Google

Tabelle 17. Ablesungsergebnisse beim Dampfverbrauchs-

Tag des Versuches: 1. Februar 1912;

| Zeit | Umlaufzähler | | | Tachometer | Elektrische Leistung | | Erregg (fremd) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Stand | Diff. | /5 min | $n$ | $E$ | $J$ | $i$ |
| | | | | /min | Volt | Amp | Amp |
| 3·19 | 31 340 | | | 2990 | 231 | 490 | 5,8 |
| | | 14 970 | — | | | | |
| 3·24 | 46 310 | | | 3020 | 232 | 470 | 5,9 |
| | | 15 090 | — | | | | |
| 3·29 | 61 400 | | | 3010 | 238 | 470 | 6,2 |
| | | 17 950 | 14 960 | | | | |
| 3·35 | 79 350 | | | 2950 | 234 | 530 | 6,2 |
| | | 11 940 | 14 930 | | | | |
| 3·39 | 91 290 | | | 2980 | 234 | 480 | 6,2 |
| | | 14 990 | — | | | | |
| 3·44 | 06 280 | | | 2980 | 233 | 460 | 6,1 |
| *25 min* | *n = 74 940 : 25 = 2998/min* | | | *2990/min = n* | *234* | *478 Korr. + 5* | *6,0 Erregerleistg.* |
| | | | | | *234 V × 483 A = 113,0 kW* | | *6,0 × 234 = 1,4 kW* |
| | | | | *mit Zuleitungsverlust 113,1 kW* | | | |
| | | | | *$N_{el}$ = 113,1 — 1,4 = 111,7 kW* | | | |

anderen Stromquelle aus erfolgte (im Interesse der Regelung, § 152). Ihr Betrag wäre übrigens, einschließlich der Verluste im Feldregler, $E \cdot i$ Watt.

Der Kupferverlust im Anker findet sich aus dem Ankerstrom $J_A$ und seinem Widerstand $W_A$ zu $J_A^2 \cdot W_A$; in unserem Fall ist $J_A = J$, wegen der Fremderregung (sonst um den Erregerstrom $i$ größer), $W_A = 0{,}011$ Ohm ist bekannt, also ist $J_A^2 \cdot W_A = 483^2 \cdot 0{,}011 = 2560$ Watt $= 2{,}6$ kW. Die Eisen- und Reibungsverluste, die abhängig sind von Erregung und Drehzahl, sind bei $n \sim 3000$ und $i = 6{,}0$ zu 22,0 kW bestimmt worden. Diese Bestimmung hat tunlichst am gleichen Tage zu erfolgen, da die Ventilationsverluste auch merklich von der Luftdichte, also von der Temperatur und dem Barometerstand abhängen; auch ist es deshalb (ebenso für die Kupferverluste) wesentlich, alle Messungen im betriebswarmen Zustand der Maschine zu machen.

Die Nutzleistung der Dampfturbine — die Arbeitsaufnahme der Dynamomaschine — ist $N_t = 113{,}1 + 2{,}6 + 22{,}0 = 137{,}7$ kW. Wir können sie auch in Pferdestärken angeben: $N_t = 137{,}7 \cdot 1{,}36 = 187{,}2$ PS; wir wollen es jedoch bei elektrisch gekuppelten Sätzen beim Kilowatt als Leistungseinheit, auch für die mechanischen Leistungsangaben, der Einheitlichkeit wegen bewenden lassen. — Soll die Nutzleistung des Maschinensatzes, d. i. also die Nutzleistung der Dynamomaschine gegeben werden, so wäre diese streng genommen nicht mit der oben schon berechneten Klemmenleistung der Dynamo identisch; denn die fremde Erregung bildet eine von außen kommende Energiezufuhr, die in Abzug zu bringen ist; als zugeführte Erregerenergie ist $E \cdot i = 234$ V $\times$ 6,0 A $= 1400$ W $= 1{,}4$ kW (nicht etwa nur $i^2 \cdot W_F$, wobei $W_F$ der Feldwiderstand) der Maschine anzurechnen als teils im Feldregler, teils

Digitized by Google

versuch Nr. 101 an einer Gleichstrom-Turbodynamo.

BSt 747 mm QS = 1,02 at.

| Manometer | | | Dampf-temperatur | Kondensatwage | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Frischdpf $p_1$ | Drosseldpf $p_2$ | Abdampf $p_3$ | $t_1$ | Stand | Diff. | /5 min |
| at | at | cm Vakuum | °C | kg | kg | kg |
| 10,0 | 8,0 | 64 | 213 | 186,4 | | |
| | | | | | 133,6 | — |
| 10,0 | 7,9 | 64 | 215 | 320,0 | | |
| | | | | | 132,6 | — |
| 10,2 | 8,05 | 64 | 213 | 452,5 | | |
| | | | | | 163,7 | 136,4 } 265,5 = |
| 10,1 | 8,6 | 62 | 215 | 616,2 | | 127,3 } 2 · 132,8 |
| | | | | | 101,8 | |
| 10,3 | 8,0 | 64 | 216 | 718,0 | | |
| | | | | | 134,5 | — |
| 10,4 | 7,9 | 64 | 219 | 852,5 | | |
| *10,2 abs 11,2 at* | *8,07 Korr. — 0,11 ÜD 7,96 at = 8,98 at abs* | *63,7 cm Vak 110 mm abs 0,15 at abs* | *215,5 Fad. Korr. + 2,5° 218°* | *D = 666,1 kg × 60/25 = 1600 kg/st* $D/N_{el} = \frac{1600}{111,7} = 14,3$ *kg/kW · st* | | |

in der Feldwicklung verloren. Die elektrisch verfügbare Nutzleistung ist mit $N_{el} = 113,1 - 1,4 = 111,7$ kW anzusetzen.

Der Messung der erzielten Leistung tritt die Messung des verbrauchten Dampfes und seiner Qualität gegenüber. In 25 min wurden 666,1 kg auf der Wage verwogen, also sind genau 1600 kg/st verbraucht worden. Der auf die geleistete Kilowattstunde bezogene Dampfverbrauch ist

für die Dampfturbine allein: $\frac{1600 \text{ kg/st}}{137,7 \text{ kW}} = 11,6 \frac{\text{kg}}{\text{kW} \cdot \text{st}}$,

für die Turbodynamo: $\frac{1600 \text{ kg/st}}{111,7 \text{ kW}} = 14,3 \frac{\text{kg}}{\text{kW} \cdot \text{st}}$.

Die Qualität des Frischdampfes ist durch seinen Druck — 10,2 at ÜD = 11,2 at abs — und seine Temperatur gegeben; für letztere ist 215,5° am Thermometer abgelesen, die Fadenkorrektion (Techn. Mess. § 98) ist mit 2,5° in Rechnung zu stellen (herausragend ab 125°, Fadentemperatur 40°, also FK = (215,5 — 40)·(215,5 — 125) : 6300 = 2,5°), die Dampftemperatur ist $t_1 = 215,5 + 2,5 = 218°$. Der Abdampf hat ein Vakuum von 637 mm QuS; bei 747 mm QuS Barometerstand ist der absolute Druck des Abdampfes 747 — 637 = 110 mm QuS = 110 : 735 = 0,15 at abs.

Um die gesamte Ausnutzung der Dampfenergie im wirtschaftlichen Wirkungsgrad zu erfassen, müssen wir die im Dampf steckende bzw. die zu seiner Erzeugung aufgewendete Wärmemenge kennen. Auf 1 kg Dampf bezogen, ergibt sie sich entweder formelmäßig oder graphisch. Formelmäßig ist der Wärmeinhalt des Wasserdampfes bei 11,2 at und

Digitized by Google

218° (Techn. Mess. § 107, oder dies Buch S. 65, 137) $i_1 = 594{,}7 + 0{,}477 \cdot 218 - 1{,}05 \cdot 11{,}2 = 594{,}7 + 104{,}0 - 11{,}8 = 686{,}9$ kcal/kg ($\mathfrak{J} = 1{,}05$ zu entnehmen Hütte, 22. Aufl., I, S. 420). Statt dessen kann man den Wärmeinhalt auch unmittelbar der Entropietafel von Mollier ($i\,s$-Diagramm) entnehmen; diese[1]) ergibt für $p_1 = 11{,}2$, $t_1 = 218$ den Wert $i_1 = 686{,}2$ kcal/kg; mit diesem Wert rechnen wir weiter.

Der Wert $i_1$ bezieht sich auf 0° Anfangstemperatur des erwärmten Wassers. Wenn wir aber nur die Dampfkraftmaschine als solche betrachten, so steht es uns frei, den kondensierten Dampf mit der Kondensationstemperatur in den Kessel zurückzuschaffen, wobei es die zu 0,15 at abs Druck als Sättigungstemperatur zugeordnete Temperatur und den zugeordneten Wärmeinhalt haben könnte. Wir finden in der Dampftabelle (Hütte, 22. Auflage, I, S. 416) bei $p_3 = 0{,}15$ die Temperatur $t_{s3} = 53{,}7$° C und die Flüssigkeitswärme $q_3 = 53{,}8$ kcal/kg (dort mit $i'$ bezeichnet). Wir haben also, unter den der Maschine durch äußere Umstände auferlegten Bedingungen von Druck und Temperatur, einen Wärmeaufwand $i_1 - q_3 = 686{,}2 - 53{,}8 = 632{,}4$ kcal zu leisten, um 1 kg Dampf zu erzeugen.

Wir brauchen nun $D/N_i = 11{,}6$ kg Dampf, um 1 kW · st an der Turbinenwelle, oder $D/N_{el} = 14{,}3$ kg, um 1 kW · st nutzbar an der Dynamomaschine zu erzielen; mit diesen Dampfmengen machten wir also das Äquivalent von 1 kW · st = 859 kcal nutzbar; mit 1 kg Dampf machten wir 859 : 11,6 = 74,1 bzw. 859 : 14,3 = 60,1 kcal nutzbar, bei Aufwendung von 632,4 kcal. Der gesamte (wirtschaftliche) Wirkungsgrad wird daher

für die Turbine allein $\eta_w = 74{,}1 : 632{,}4 = 0{,}117$ oder 11,7%,

für die Turbodynamo $\eta_w = 60{,}1 : 632{,}4 = 0{,}095$ oder 9,5%. —

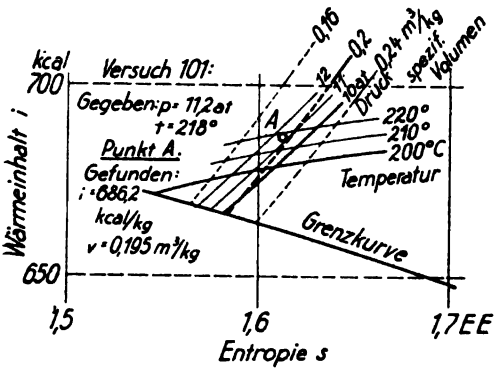



Fig. 49. Benutzung des Mollierschen $is$-Diagrammes $^1/_2$ nat. Gr.

Die *Ermittlung von $i_1$ aus dem $is$-Diagramm* war als bekannt angenommen worden. Sie möge durch Fig. 49 noch erläutert werden. Zum Wärmeinhalt $i$ als Ordinate und der Entropie $s$ als Abszisse (letztere wird hier nicht benutzt) sind Kurvenscharen gleichen Druckes und (im Überhitzungsgebiet) gleicher Temperatur aufgetragen. Wir haben also durch Interpolieren zwischen den sich kreuzenden Kurvenscharen den Punkt $A$ ($p = 11{,}2$, $t = 218$) einzuzeichnen und die zugehörige Ordinate $i = 686{,}2$ mit dem Millimetermaß abzulesen.

[1]) Beilage zu Stodola, Die Dampfturbinen, 4. Aufl. Berlin, Julius Springer, 1910; auch besonders zum Preise von M. 1,— zu beziehen.

Digitized by Google

Zu dem Ablesungsprotokoll Tabelle 17 ist noch zu bemerken: Die *Ablesungen* erfolgten alle 5 min. *Bei den integrierenden Instrumenten* (Umlaufzähler und Wage) sind Spalten zum Differenzbilden vorgesehen. Die Gleichmäßigkeit der Differenzen bürgt für genaues Ablesen und für den Beharrungszustand. — Um 3 h 34 min hatte man die genaue Zeit zum Ablesen verpaßt. Es wurde einfach 1 min später abgelesen; eine besondere Spalte für Eintragung der auf normale Ablesungsdauer (5 min) bezogenen Differenzen ermöglicht es auch hier, den Überblick zu behalten. An der Kondensatwage freilich scheint auch um 3 h 35 min die Ablesung ungenau gemacht zu sein. Der zu hohe Wert 136,4 und der zu niedrige 127,3 gleichen sich zu $2 \cdot 132{,}8$ so befriedigend aus, daß man annehmen darf, nur der Zwischenabschluß sei ungenau gemacht, der Beharrungszustand aber auch an dieser Stelle fehlerfrei. Nur wurde die Versuchsdauer, die eigentlich zu 20 min geplant war, um 5 min verlängert, um die Gleichmäßigkeit nochmals zu prüfen und den Versuch nicht verloren geben zu müssen.

**50. Versuchsreihe bei verschiedener Belastung mit Kondensation.** Der gleiche Versuch, wie im vorigen Paragraphen eingehend besprochen, läßt sich bei verschiedener Belastung der Maschine vornehmen. Den verschiedenen Belastungen paßt sich die Dampfturbine unter dem Einfluß ihres Reglers automatisch an, indem der Regler den Dampfdruck vor dem ersten Düsensatz so weit herabdrosselt, daß der Dampf gerade die erforderliche Leistung hergibt. Der Drosseldruck $p_2$ hinter dem Regelschieber wird wie in Tabelle 17 gemessen, er betrug dort 8,1 at ÜD = 9,1 at abs.

Die *Einstellung der verschiedenen Belastungen* geschieht bei der Turbodynamo durch Veränderung des äußeren Widerstandes $W_a$, gegen den die Dynamo arbeitet; je größer $W_a$, desto kleiner, bei festliegender Klemmenspannung $E$, die Stromstärke $J$, denn es ist $J = \frac{E}{W_a}$; die Leistung ist dann $E \cdot J = \frac{E^2}{W_a}$, also bei unveränderter Klemmenspannung umgekehrt proportional dem äußeren Widerstand: für $W_a = \infty$, offener Stromkreis, würde $E \cdot J = 0$; für einen gewissen zulässigen Mindestwert von $W_a$ wird $E \cdot J$ so groß, wie die Kraftmaschine eben noch durchzieht. — Die umgekehrte Proportionalität ist nicht eben übersichtlich; man kann deshalb faßlicher von einer Veränderung der äußeren Leitfähigkeit $1/W_a = \frac{J}{E}$ sprechen; die äußere Leitfähigkeit ist die Stromaufnahme des Netzes für 1 Volt Spannung, ihr ist die Leistung direkt proportional: $E \cdot J = E^2 \cdot \frac{1}{W_A}$.

Über die künstliche Belastung durch Belastungswiderstände siehe Techn. Mess. § 80.

In Tabelle 18 wird die Leitfähigkeit von Null bis $1/W_a = 594/224 = 2{,}65$ A/V gesteigert. Die Turbine folgt dem, indem sie den Drosseldruck von 2,14 at, die für Leerlauf immer noch nötig sind, bis 11,04, das ist bis nahe an den Frischdampfdruck heran steigert. Es ist wegen



Digitized by Google

Tabelle 18. Dampfverbrauch und wirtschaftlicher Wirkungsgrad einer Dampfturbine bei wechselnder Belastung. Kondensationsbetrieb.

| | Versuch Nr. | 8 | 13 | 4 | 101 | 10 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Drehzahl $n$ . . . . . /min | 2997 | 3000 | 2982 | 2990 | 2988 |
| 2 | Elektrische Leistung: Spannung $E$ . . . V | 230 | 228 | 228 | 234 | 224 |
| 3 | „ „ Stromstärke $J$ Amp | 0 | 155 | 411 | 483 | 594 |
| 4 | „ „ Leistung $E \cdot J$ . kW | 0 | 35,4 | 93,6 | 113,0 | 133,2 |
| 5 | Verlust in Zuleitung $0{,}00063\,J^2$ . . . „ | 0 | 0 | 0,1 | 0,1 | 0,2 |
| 6 | Klemmenleistung der Dynamo $N'_{el} = E \cdot J + 0{,}00063 \cdot J^2$ . . . . . „ | 0 | 35,4 | 93,7 | 113,1 | 133,4 |
| 7 | Erregerstrom $i$ (Fremderregung) . . Amp | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 |
| 8 | Erregungsleistung $E \cdot i$. . . . . kW | 1,4 | 1,4 | 1,4 | 1,4 | 1,3 |
| 9 | Nutzleistung der Dynamo $N_{el} = E \cdot J + 0{,}00063 \cdot J^2 - E \cdot i$. . „ | —1,4 | 34,0 | 92,3 | 111,7 | 132,1 |
| 10 | Verlust $V$ in der Dynamo durch Hysteresis usw. . . . . „ | 22,0 | 22,0 | 22,0 | 22,0 | 22,0 |
| 11 | Ankerverlust $J^2 \cdot W_A = 0{,}011\ J^2 = V_A$ „ | 0 | 0,3 | 2,0 | 2,6 | 4,2 |
| 12 | Nutzleistung der Turbine $N_t = N'_{el} + V + V_A$ . . . . . „ | 22,0 | 57,7 | 117,7 | 137,7 | 159,6 |
| 13 | Dampfaufnahme $D$ . . . . . kg/st | 415 | 758 | 1410 | 1600 | 1956 |
| 14 | Dampfverbrauch des Maschinensatzes $D/N_{el}$ . . . . . kg/kW · st | —296 | 22,2 | 15,3 | 14,3 | 14,8 |
| 15 | Dampfverbrauch der Dampfturbine $D/N_t$ . . . . . „ | 18,8 | 13,1 | 12,0 | 11,6 | 12,3 |
| 16 | Druck des Frischdampfes $p_1$ . . . . at abs | 12,4 | 12,3 | 12,2 | 11,2 | 12,2 |
| 17 | „ des Drosseldampfes $p_2$ . . . „ | 2,14 | 4,04 | 7,86 | 8,98 | 11,04 |
| 18 | „ des Abdampfes $p_3$ . . . . . „ | 0,097 | 0,080 | 0,14 | 0,15 | 0,21 |
| 19 | Temperatur des Frischdampfes $t_1$ . . . °C | 192 | 191 | 202 | 218 | 221 |
| 20 | „ des Drosseldampfes $t_2$ . . . „ | — | — | — | 197 | — |
| 21 | Wärmeinhalt des Frischdampfes $i_1$ kcal/kg | 671,5 | 671,2 | 677,3 | 686,2 | 687,8 |
| 22 | Flüssigkeitswärme $q_3$ zu $p_3$ . . . „ | 45,1 | 41,4 | 52,0 | 53,8 | 60,9 |
| 23 | Wirtschaftlicher Wirkungsgrad des Maschinensatzes $\frac{859 \cdot N_{el}}{D \cdot (i_1 - q_3)}$ . . . — | —0,005 | 0,0615 | 0,091 | 0,095 | 0,093 |
| 24 | Wirtschaftlicher Wirkungsgrad der Turbine $\frac{859 \cdot N_t}{D \cdot (i_1 - q_3)}$ . . . . . — | 0,0729 | 0,104 | 0,114 | 0,117 | 0,111 |

der verfügbaren Drosselquerschnitte unmöglich, näher an den Frischdampfdruck heranzukommen, der die äußerste Grenze für die Leistungssteigerung bildet. Noch weitere Vergrößerung von $1/W_a$ führt zur Minderung der Drehzahl, nicht aber zur Leistungssteigerung (§ 152). — Mit der Leistungssteigerung steigt naturgemäß die Dampfaufnahme der Turbine, im ganzen von 415 bis 1956 kg/st. Der (spezifische) Dampfverbrauch hat einen abfallend hyperbolischen Verlauf, wie nach den Darlegungen § 5 zu erwarten; dort ist auch näher besprochen, daß der Verlauf bei der Turbine allein (Fig. 50) günstiger ist als für den Maschinensatz (Fig. 51), weil er bei der Turbine über einen großen Bereich der Belastung hin — bis herab zu weniger als halber Vollast — etwa konstant ist, beim Turbosatz aber mit fallender Be-

Digitized by Google

lastung bald ansteigt. Die Konstanz der beidemal verschiedenen Eigenverluste ist hieran schuld.

Bei jeder solchen Versuchsreihe ist der Leerlauf ein charakteristischer Fall, der tunlichst auch durch Messungen belegt werden sollte. Für den Turbosatz ist das auch geschehen. Für die Turbine allein fehlt der Leerlaufversuch, der sich durch Abkuppeln der Dynamo und Betreiben der Turbine allein leicht hätte verwirklichen lassen.

Beim *Leerlauf des Satzes* ergibt sich in der Auswertung die sonderbare Erscheinung, daß die Nutzleistung und daher der Wirkungsgrad schwach negativ werden. Es kommt das davon, daß die Turbine mit Fremderregung lief, die eingeführte Erregungsenergie aber nach dem in § 49 gegebenen Rechnungsgang von der gemessenen Leistung abzusetzen ist, um die Nutzleistung zu finden. Der Leerlauf hat jedenfalls auch bei voller Klemmenspannung der Maschine, also mit Erregung stattzufinden, da auch bei der übrigen Reihe diese Größen konstant gehalten worden waren; dann aber ergibt sich durch Abziehen der aufgewendeten Erregerleistung von der Dynamoleistung — von Null — ein negativer Wert; derselbe besteht sachlich zu Recht, nicht nur formell.

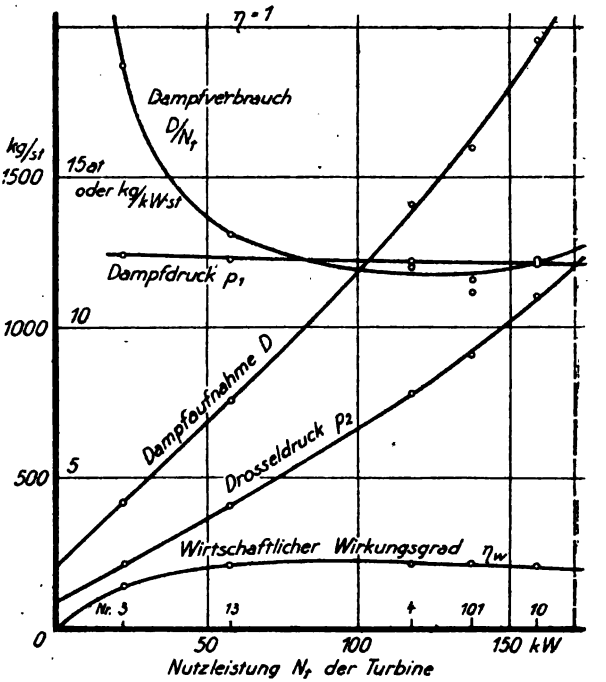



Fig. 50. Wirtschaftlichkeit einer Dampfturbine im Kondensationsbetrieb.

Wenn in dieser Weise bei einem für gut befundenen Rechnungsgang solche Absonderlichkeiten vorkommen, so mag man den Rechnungsgang auf seine sachliche Folgerichtigkeit nachprüfen; es läßt sich ja darüber streiten, ob man die Erregerleistung von der Klemmenleistung absetzen muß, wenn die Maschine nun einmal mit Fremderregung arbeitet. Wenn man dann aber bei dem Rechnungsgang verbleibt, dann soll man auch die Konsequenzen für den Sonderfall des Leerlaufs nicht verdecken; die Zahlen gehören negativ in die Tabelle, wie sie mathematisch errechnet werden, und die Punkte ebenso in das Schaubild; die Punkte werden sich so gut wie andere in die Kurven einfügen, so



Digitized by Google

der negative Wert für $\eta_w$ Fig. 51; die Kurve muß außerdem durch den Nullpunkt gehen. Falsch wäre es aber offenbar, die bei Leerlauf gemessene Dampfaufnahme 415 kg/st zu $N_{el} = 0$ zuzuordnen; bei $N_{el} = 0$ ist vielmehr nach Fig. 51 $D = 430$ kg/st. — Der Wert $D/N_{el} = -296$ gehört dem anderen Ast der Hyperbel an und ist zwar richtig, aber praktisch bedeutungslos.

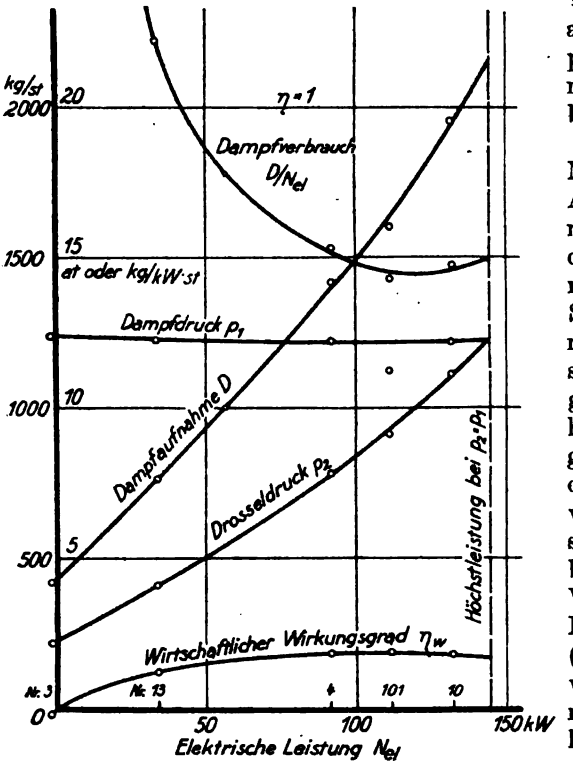



Fig. 51. Wirtschaftlichkeit einer Turbodynamo im Kondensationsbetrieb.

Die Drehzahl der Maschine wird für die Auswertung nicht benutzt. Sie hat auch auf das Ergebnis nur geringen Einfluß (§ 59). Sie wurde durch Bedienung der Drehzahlverstellung etwa konstant gehalten und zeigt daher keinen regelmäßigen Gang, was sonst der Fall sein müßte, wenn die Regelung sich selbst überlassen geblieben wäre (§ 152). Wo die Drehzahl ins Meßergebnis eingeht (indizierte Leistung von Kolbenmaschinen), sind solche künstlichen Eingriffe zu vermeiden.

Mit steigender Belastung läßt wegen der Druckverluste in der Rohrleitung der Frischdampfdruck wenig nach; die Temperatur des Frischdampfes steigt wegen des kleineren Temperaturabfalls in der Dampfleitung bei höherer Dampfgeschwindigkeit (§ 38). Der Gegendruck der Kondensation gegen den Abdampf steigt etwas wegen zunehmender Erwärmung des Kondensatorwassers. Allen diesen natürlichen Erscheinungen kann man nach Bedarf künstlich entgegenwirken, ähnlich wie es bei der Drehzahl geschah, z. B. durch Vermehren des Kühlwassers der Kondensation.

**51. Dampfturbine im Auspuffbetrieb.** Der Dampf ging beim Kondensationsbetrieb in den Kondensator, nachdem er die Turbine verlassen hatte. Im Kondensator wurde durch die Kühlwirkung des Wassers und durch die Wirkung der Luftpumpe ein Unterdruck unter der Atmosphäre aufrecht erhalten, so groß, daß man der absoluten Luftleere nicht allzu fern war.

Digitized by Google

Läßt man Luft in den Kondensator treten, indem man ihm eine Öffnung gibt oder auch nur die Luftpumpe anhält, so zerstört man die Luftleere; der Dampf wird aber nach wie vor kondensiert, wenn man ihn nach wie vor in den Kondensator treten läßt und dort durch Kühlwasserzirkulation für Wärmeabfuhr sorgt. Man hat dann Auspuffbetrieb, obwohl der Dampf noch immer nach Verlassen der Maschine kondensiert wird. Der

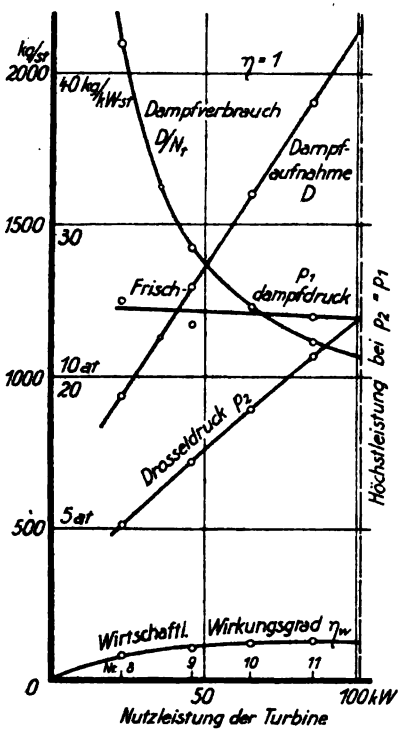



Fig. 52. Wirtschaftlichkeit einer Dampfturbine im Auspuffbetrieb.

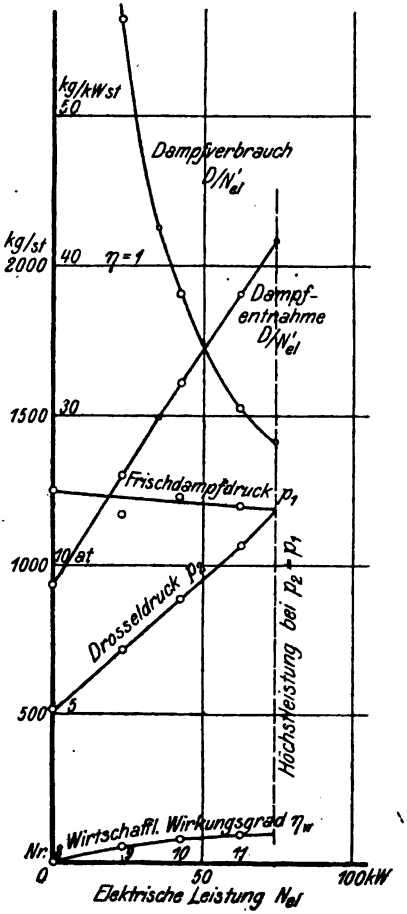



Fig. 53. Wirtschaftlichkeit einer Turbodynamo im Auspuffbetrieb.

Auspuffbetrieb ist durch den höheren Gegendruck — durch das Fehlen des Vakuums — gekennzeichnet; es ist der Maschine aber gleichgültig, was mit dem Dampf geschieht, nachdem er sie verlassen hat, ob er also eigentlich auspufft oder niedergeschlagen wird.

Wenn man beim Auspuffbetrieb den Dampf niederschlägt, so geschieht es zu Meßzwecken oder um warmes Wasser von genügend hoher Temperatur zu gewinnen. Wo beides nicht nötig ist, läßt man den Dampf einfach über das Dach blasen, und gerade die damit erreichte Betriebsvereinfachung ist der Zweck des Auspuffbetriebes — oder Kühlwassermangel kann dazu veranlassen.

Digitized by Google

Tabelle 19. Dampfturbine bei veränderlicher Nutzleistung, Auspuffbetrieb.

| | Versuch Nr. | 12 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Drehzahl $n$ . . . . . /min | 410 | 942 | 1765 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 |
| 2 | Elektrische Leistung $N'_{el}$ . . . . . kW | 0 | 0 | 0 | 0 | 23,0 | 42,1 | 62,2 |
| 3 | Nutzleistung der Turbine $N_t$ . . . „ | 0,6 | 1,2 | 7,2 | 22,4 | 45,5 | 64,9 | 85,4 |
| 4 | Dampfaufnahme $D$ . . . . . kg/st | 238 | 354 | 546 | (940) | (1300) | (1602) | (1902) |
| 5 | Dampfverbrauch des Maschinensatzes $D/N'_{el}$ . . . . . kg/kW·st | — | — | — | ∞ | 56,6 | 38,1 | 30.6 |
| 6 | Dampfverbrauch der Dampfturbine $D_t$ . . . . . „ | — | — | — | 42,0 | 28,6 | 24,7 | 22.2 |
| 7 | Druck des Frischdampfes $p_1$ . . . at abs | 12,1 | 12,0 | 11,6 | 12,5 | 11,7 | 12,3 | 12.0 |
| 8 | Druck des Drosseldampfes $p_2$ . . „ | 1,51 | 2,03 | 3,03 | 5,08 | 7,18 | 8,93 | 10,7 |
| 9 | Druck des Abdampfes $p_3$ . . . . „ | 1,04 | 1,03 | 1,03 | 1,03 | 1,03 | 1,03 | 1,03 |
| 10 | Temperatur des Frischdampfes $t_1$ . °C | 190 | 184 | 185 | 187 | 202 | 202 | 206 |
| 11 | Wärmeinhalt des Frischdampfes $i_1$ kcal/kg | — | — | — | 668,5 | 677,8 | 677,2 | 679.1 |
| 12 | Flüssigkeitswärme $q_3$ zu $p_3$ . . „ | — | — | — | 100,5 | 100,5 | 100,5 | 100.5 |
| 13 | Wirtschaftlicher Wirkungsgrad des Maschinensatzes $\frac{859 \cdot N_{el}}{D \cdot (i_1 - q_3)}$ . . — | — | — | — | 0 | 0,026 | 0,039 | 0,049 |
| 14 | Wirtschaftlicher Wirkungsgrad der Turbine $\frac{859 \cdot N_t}{D \cdot (i_1 - q_3)}$ . . . . . — | — | — | — | 0,036 | 0,052 | 0,060 | 0,067 |

Tabelle 19 und Fig. 52 und 53 geben die Ergebnisse einer Versuchsreihe, die in ganz gleicher Weise wie die eben besprochene an derselben Dampfturbine, jedoch im Auspuffbetrieb vorgenommen wurden. Es ist also $p_3 = 1{,}03$ at abs. Die ersten drei Versuche geben das Anlaufen der unbelasteten Turbodynamo.

Über die Ergebnisse des Versuches ist nichts besonderes zu bemerken.

Im *Vergleich zu der Reihe bei Kondensation*, Tabelle 18, zeigt sich folgendes: Die Höchstleistung der Turbine, gekennzeichnet dadurch, daß der Dampf ungedrosselt verwendet wird, $p_2 = p_1$, ist kleiner als bei Kondensationsbetrieb, nämlich 102 kW gegen 172 kW; der Rückgang an erzielbarer Leistung ist 41%: die Leistungen verhalten sich wie 59 zu 100. Noch krasser ist der Leistungsrückgang bezogen auf den Maschinensatz: die elektrisch erzielbare Leistung ist um 46% zurückgegangen.

Dabei nimmt die Turbine aber im Zustande der Höchstleistung, wenn also die erste Düsenreihe mit dem vollen Dampfdruck beaufschlagt wird, beidemal die gleiche Dampfmenge, 2150 kg/st, auf.

Daraus folgt ohne weiteres, daß der Dampfverbrauch und der Wirkungsgrad beim Auspuffbetrieb im gleichen Verhältnis ungünstiger werden: aus derselben Dampfaufnahme zieht der Auspuffbetrieb weniger Nutzen.

**52. Dampfaufnahme bei Auspuff und Kondensation, abhängig nur vom Drosseldruck.** Die *gleiche Enddampfaufnahme bei Höchstleistung* in Fig. 50 und 52 ist einfach die Folge davon, daß beidemal auf gleichen

Digitized by Google

Drosseldruck gegangen war. Dieser ist überhaupt für das aufgenommene Dampfgewicht maßgebend. In Fig. 54 ist die Dampfaufnahme als abhängig vom Drosseldruck $p_2$ aufgetragen, und zwar die Werte für Kondensation und Auspuff durcheinander. Beide Punktarten fallen bei höheren Drucken $p_2$ in eine fast gerade Linie, die (für das Gewicht) etwa von Null ausgeht.

Bei niederen Drosseldrücken müssen sich natürlich die Kurven für Auspuff und für Kondensation trennen; denn erstere muß bei $p_2 = 1{,}03$, letztere bei $p_2 \sim 0{,}1$ at die Abszissenachse erreichen.

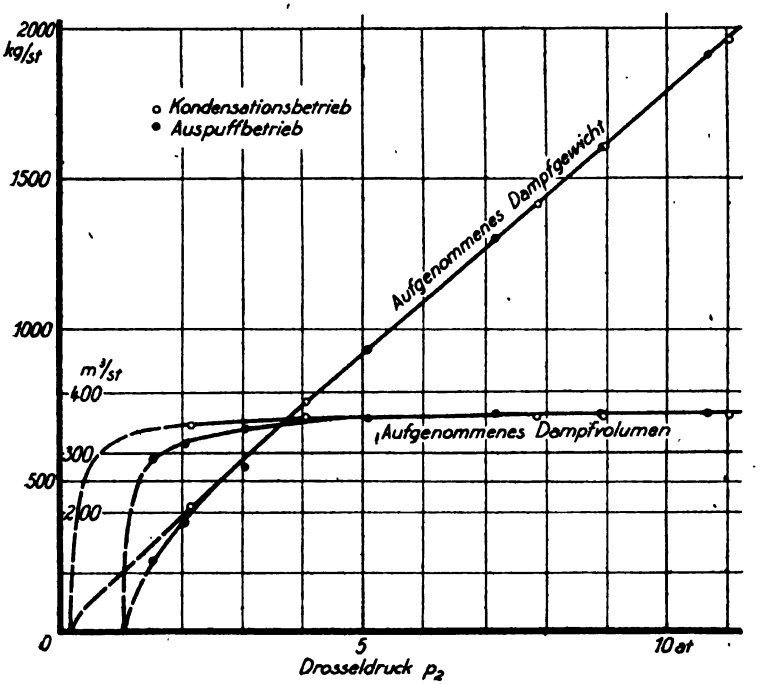



Fig. 54. Dampfaufnahme der Dampfturbine abhängig vom Drosseldruck.

Um das *aufgenommene Dampfvolumen* zu finden, multiplizieren wir jedes der aufgenommenen Dampfgewichte mit dem spezifischen Volumen des Dampfes im gedrosselten Zustande, $D_v$ m³/st $= D$ kg/st $\cdot\, v$ m³/kg. Da die Temperaturen des gedrosselten Dampfes fast überall fehlen, führen wir als Näherungswert das spezifische Gewicht der Sättigung ein und erhalten dann das Volumen etwas zu klein. Für Versuch Nr. 101 ist der Drosseldruck 8,98 at, das zugehörige spezifische Volumen des satten Dampfes 0,220 m³/kg, also das aufgenommene Dampfvolumen $1600 \cdot 0{,}220 = 352$ m³/st. (Für überhitzten Dampf siehe S. 173.)

Eine entsprechende Berechnung weiterer Punkte zeigt, daß unabhängig vom Druck immer das gleiche Dampfvolumen aufgenommen wird. Nur wenn sich bei kleinem Drosseldruck das Druckverhältnis

Digitized by Google

$p_2 : p_3$ der Eins nähert, geht das Volumen wie das Gewicht auf Null herab, Fig. 54.

Auf die Ähnlichkeit mit Fig. 41 sei aufmerksam gemacht. Die Begründung dafür, daß bei dieser Turbine das Dampfvolumen innerhalb gewisser Grenzen unabhängig ist vom Druck und vom Gegendruck, wird in § 61 gegeben.

Nicht jede Turbine zeigt die Unabhängigkeit der Volumenaufnahme von Druck und Gegendruck; wo sie vorhanden ist, ist die Messung der Dampfmenge in bequemster Weise auf eine Messung des Drosseldruckes zurückgeführt, das heißt die Zeitmessung auf eine Momentanmessung. Auch wo nicht Konstanz vorhanden ist, werden doch zwischen Drosseldruck und Dampfmenge gesetzmäßige Beziehungen bestehen, solange man Zahl und Öffnung der Düsen nicht ändert; diese Beziehungen (§ 61) können dann zur graphischen Ausgleichung der gemessenen Dampfmengen dienen.

**53. Untersuchung einer Dampfturbine mit Gegendruck.** Der Turbine der vorigen Paragraphen stand bei Kondensationsbetrieb das Druckgefälle von rd. 12 bis herab zu 0,15 at absolutem Druck zur Verfügung; dies Druckverhältnis ist rd. 80 fach. So wenig wie man nun gezwungen ist, einen so hohen Druck des Frischdampfes zu verwenden — wodurch das Druckgefälle und das Druckverhältnis verkleinert würde, unter entsprechender Verringerung der Arbeitsausbeute —, so wenig muß man den Dampf bis herab zu 0,15 at absolutem Druck, also erheblich unter atmosphärischen Druck herunter ausnutzen; man kann sich mit schlechterem Vakuum begnügen (§ 58) oder kann den Dampf einfach ins Freie gehen lassen, dann ist der Gegendruck 1 at bzw. der gerade herrschende Barometerstand, das verfügbare Druckverhältnis ist rd. 12 fach. Der Gegendruck kann aber auch ohne weiteres noch höher werden, indem die Leitung zur Atmosphäre einen Widerstand hat, den der Dampf überwinden muß. Die Ausblaseleitung hat stets einigen Widerstand. Derselbe wird größer, wenn in die Leitung ein Kochapparat zur Ausnutzung des Abdampfes gesetzt wird, der einen gewissen (oft erheblichen, § 44) Gegendruck bietet, oder der den Druck deshalb nicht herabgehen läßt, weil in ihm eine schwerer siedende Flüssigkeit kocht. Wird die Wand des Kochapparates auf der anderen Seite von einer Flüssigkeit von 110,7° C bespült, so kann der Dampf nicht kondensieren, solange der Druck nicht unter den zugehörigen Siededruck, nach den Dampftabellen 1,5 at abs, herabging.

In letzterem Betriebszustande befindet sich die Dampfturbine, deren Betriebsergebnisse nun besprochen werden sollen. Für die Maschine ist nur die Höhe des Gegendruckes wesentlich, gleichgültig ist, was mit dem Dampf nach dem Verlassen des letzten Schaufelkranzes wird, ob also im praktischen Betrieb einer chemischen Fabrik die Temperatur der kochenden Flüssigkeit, oder ob, für Versuchszwecke oft bequemer, der Widerstand eines Drosselorganes den Überdruck über die Atmosphäre veranlaßt. Letzteres ist versuchstechnisch bequemer, weil der Gegendruck sich durch Bedienen des Handrades leicht regeln läßt. Betriebstechnisch sind beide Anordnungen ganz

Digitized by Google

gleichwertig außer gelegentlich für Untersuchung von Regelvorgängen.

Die Tabelle 20 gibt zwei Versuchsreihen im Gegendruckbetrieb. Der einzelne Versuch wird durchgeführt wie der in § 49 beschriebene. Das ausgenutzte Druckgefälle ist rd. $12{,}0 - 1{,}5 = 10{,}5$ at und schiene danach nicht erheblich geringer zu sein als das der vorher beschriebenen Versuche; es kommt aber viel mehr auf das Druckverhältnis zwischen Aus- und Eintritt an; das ist $12{,}0 : 1{,}5 = 8$-fach, statt vorher 80fach; eine viel kleinere Arbeitsausbeute ist hiernach zu erwarten. — Bemerkenswert ist die hohe Anfangsüberhitzung; sie führt dazu, daß auch der Abdampf noch überhitzt ist; die Temperatur des Abdampfes wurde deshalb gemessen.

Die Ergebnisse der ersten Reihe, Versuch I bis IV, sind in Fig. 55 graphisch dargestellt. Ein Leerlaufversuch fehlt. Die übrigen Versuchspunkte fallen nicht so gut und sind auch nicht so zahlreich, um den Verlauf der Kurven sehr sicher festzulegen. Dieselben sind deshalb teilweise durch Gerade angenähert.

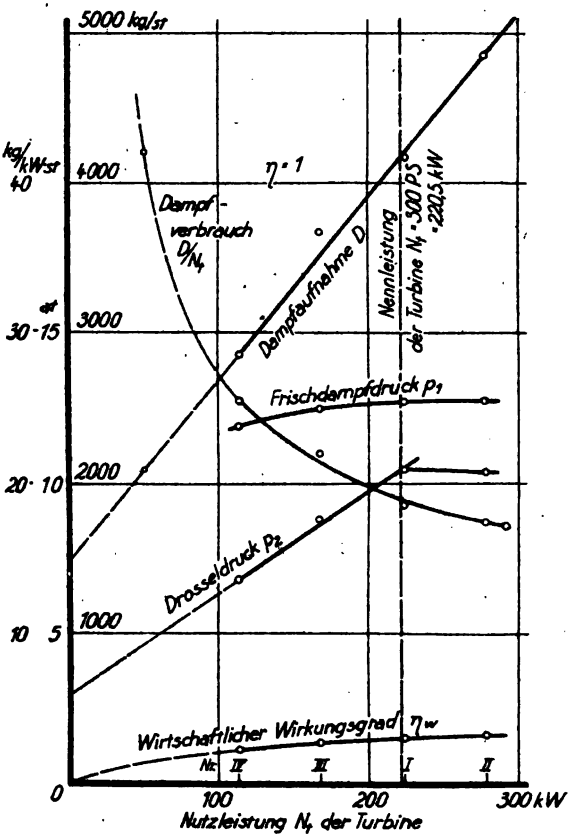



Fig. 55. Wirtschaftlichkeit einer Gegendruckturbine.

Daß der Frischdampfdruck mit der Leistung steigt, ist ungewöhnlich und ein Zufall, eventuell eine Eigenheit des Kesselwärters. Der Drosseldruck vor den Düsen steigt natürlich mit der Leistung, oder besser gesagt, er sinkt mit abnehmender Leistung, der sich die Turbine durch Abdrosseln des Admissionsdruckes bis auf den eben erforderlichen Wert des Drosseldruckes anpaßt. Zur Erklärung der Drosseldruckkurve sei bemerkt: Die Turbine war für 300 PS = 225 kW Leistung bestellt, und Garantien waren für $^1/_2$-, $^3/_4$-Vollast sowie für Überlast ($^5/_4$-Vollast) gegeben. Da nun die drei vorhandenen Düsen mit Zungen für Handregelung der Düsenweite versehen waren, so wur-

Digitized by Google

Tabelle 20. Untersuchung einer Dampfturbine im Nennleistung:

| | Versuch Nr. | IV | III |
|---|---|---|---|
| 1 | Belastungsgrad | 1/2 | 3/4 |
| 2 | Düsenzahl | 3 | 3 |
| | | ← unverändert g | |
| 3 | Versuchsdauer . . . . . min · sek | 47·0 | 45·0 |
| 4 | Drehzahl $n$ . . . . . /min | 3030 | 3020 |
| 5 | Dampfaufnahme $D$ . . . . . kg/st | 2870 | 3690 |
| 6 | Elektrische Leistung $N_{el}$ (Drehstrom) . . . . . kW | 84,3 | 137,3 |
| 7 | Dampfverbrauch des Satzes $D/N_{el}$ . . . . . kg/kW · st | 34,05 | 26,88 |
| 8 | Wirkungsgrad der Dynamo $\eta_{Dyn}$ . . . . . | 0,750 | 0,820 |
| 9 | Nutzleistung der Turbine $N_e = N_{el}/\eta_{dyn}$ . . . . . kW | 112,5 | 167,5 |
| 10 | Dampfverbrauch der Turbine $D/N_e$ . . . . . kg/kW · st | 25,51 | 22,02 |
| 11 | Druck des Frischdampfes $p_1$ . . . . . at abs | 11,95 | 12,5 |
| 12 | Druck des Drosseldampfes $p_2$ . . . . . „ | 6,85 | 8,85 |
| 13 | Druck des Abdampfes $p_3$ . . . . . „ | 1,525 | 1,52 |
| 14 | Temperatur des Frischdampfes $t_1$ . . . . . °C | 275 | 270 |
| 15 | Temperatur des Drosseldampfes $t_2$ . . . . . „ | 242,5 | (247) |
| 16 | Temperatur des Abdampfes $t_3$ . . . . . „ | 166 | 160 |
| 17 | Wärmeinhalt $i_1$ des Frischdampfes . . . . . kcal/kg | 716,8 | 713,8 |
| 18 | Flüssigkeitswärme $q_3$ zu $p_3$ . . . . . „ | 111,9 | 111,8 |
| | Wirtschaftlicher Wirkungsgrad | | |
| 19 | des Maschinensatzes $\eta_w = \frac{859 \cdot N_{el}}{D \cdot (i_1 - q_3)}$ . . . . . — | 0,0416 | 0,0530 |
| 20 | der Turbine $\eta_w = \frac{859 \cdot N_e}{D \cdot (i_1 - q_3)}$ . . . . . — | 0,0556 | 0,0648 |
| 21 | Spezifisches Volumen des Drosseldampfes $v_2$ . . . . m³/kg | 0,35 | 0,27 |
| 22 | Aufgenommenes Dampfvolumen $D_v = D \cdot v_2$ . . . . m³/st | 1000 | 1000 |
| 23 | Desgl. durchschnittlich pro Düse . . . . . m³/st | 330 | 330 |
| 24 | Leistung der offenen Düse bei vollem Druck . . . . . kW | — | — |

den zur Erzielung möglichster Wirtschaftlichkeit die Düsen so klein gestellt, daß bei Nennlast die Leistung gerade noch hergegeben wurde, Versuch I; dann war allerdings der Drosseldruck noch 2,3 at unter dem Admissionsdruck, ein merklicher Betrag von Drosselung blieb auch bei ganz gesenkter Reglerhülse bestehen, offenbar wegen knapper Bemessung des Durchflußorganes (Gegensatz dazu § 152). Wurde die Nennleistung unterschritten, dann drosselte der Regler den Druck weiter ab, und $p_2$ wurde kleiner gemessen. Überlast aber konnte nur durch Vergrößerung der Düsenweite von Hand gegeben werden — wie das ja dem Begriff der Überlast entspricht; dabei stieg der Drosseldruck nicht

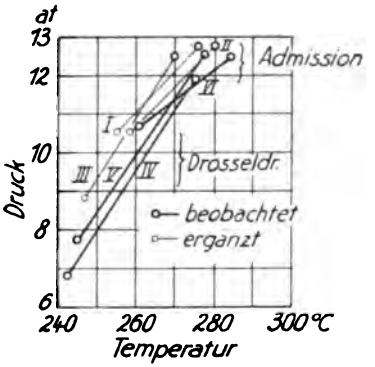



Fig. 56. Ergänzung der Temperaturbeobachtungen.

Digitized by Google

Gegendruckbetrieb.
300 PS = 220,5 kW.

| I | II | V | VI |
|---|---|---|---|
| voll | Überlast | $^1/_2$ | $> ^3/_4$ |
| 3 | 3 | 2 | 2 |
| drosselt → | ← offen → | | |
| 64·40 | 36·45 | 54·50 | 70·55 |
| 2990 | 3030 | 3030 | 3020 |
| 4175 | 4860 | 2462 | 3385 |
| 193,7 | 244,8 | 84,4 | 163,2 |
| 21,55 | 19,85 | 29,2 | 20,7 |
| 0,865 | 0,880 | 0,75 | 0,845 |
| 224,0 | 278,1 | 112,6 | 193,2 |
| 18,64 | 17,47 | 21,88 | 17,52 |
| 12,8 | 12, 8 | 12,6 | 12,5 |
| 10,5 | 10,4 | 7,72 | 10,7 |
| 1,52 | 1,505 | 1,527 | 1,528 |
| 276 | 280 | 277 | 284 |
| (255) | (258) | 245 | 261 |
| 153 | 150 | 151 | 143,5 |
| 716,4 | 718,2 | 716,4 | 721,1 |
| 111,8 | 111,5 | 111,2 | 111,3 |
| 0,0650 | 0,0712 | 0,0477 | 0,0680 |
| 0,0761 | 0,0810 | 0,0637 | 0,0804 |
| 0,23 | 0,235 | 0,31 | 0,23 |
| 960 | 1140 | 760 | 780 |
| 320 | 380 | 380 | 390 |
| — | 92,8 | — | 96,6 |

mehr, denn das Regler-Drosselorgan blieb in seiner tiefsten Stellung; der Druckverlust in ihm mußte im Gegenteil mit noch steigendem Dampfdurchgang etwas (nach der Messung auf 2,4 at) zunehmen.

Die Messung der Temperatur des gedrosselten Dampfes war nur bei Versuch IV bis VI ordnungsmäßig erfolgt; bei I bis III hatte die Meßeinrichtung versagt. Da indessen die Temperatur des Frischdampfes überall richtig gemessen worden war, so kann man sich die kostspielige Wiederholung der Versuche ersparen und den *Temperaturabfall im Drosselorgan* nach Maßgabe von Fig. 56 ermitteln; die Drucke sind nämlich vor und nach dem Drosselvorgang für alle Versuche bekannt. — Die in dieser Weise ermittelten Zahlen sind zum Unterschied von beobachteten in Tabelle 20 eingeklammert.

**54. Nachreglung der Düsen mit der Hand.** In dieser Weise wurde bei den Versuchen I bis IV vorgegangen; man kann aber auch anders vorgehen, und das geschah bei den Versuchen V und VI. Die $^3/_4$-Belastung und erst recht die $^1/_2$-Belastung läßt sich nämlich schon mit nur zwei Düsen erreichen, wenn die dritte ganz geschlossen ist. Noch kleinere Belastungen hätten sich mit nur einer offenen Düse erreichen lassen. Tabelle 20 und Fig. 57 zeigen nun, daß die Turbine bei kleinen Belastungen günstiger arbeitet, wenn man sich durch Regeln der Düsenzahl der Belastung anpaßt, als wenn man die Anpassung an die Belastung der Drosselwirkung des Reglers überläßt. Aus dieser Erkenntnis heraus hat man ja Regelungen für Dampfturbinen gebaut, bei denen der Regler nicht nur durch Drosselung wirkt, sondern immer eine Düse nach der anderen schließt, wenn dies zulässig, und wieder öffnet, wenn dies nötig ist, so daß nur die dazwischenliegenden Belastungen durch entsprechend mäßiges Drosseln eingestellt werden. Es erhellt aus Fig. 56, daß eine solche Beeinflussung der wirksamen Düsenzahl sehr vorteilhaft ist.

Wenn nun aber eine Dampfturbine nicht eine Beeinflussung der Düsenzahl durch den Regler hat, sondern nur von Hand, so erhebt sich

Digitized by Google

die Frage, ob es denn bei einer der Abnahme dienenden Versuchsreihe gestattet sein soll, die Verschlüsse für die Düsen nach Bedarf zur Erreichung jeweils bester Wirtschaftlichkeit von Hand zu betätigen. Es seien etwa folgende Dampfverbrauchszahlen gewährleistet:

bei voller Last . . . . . 19 kg/kW · st,
bei halber Last . . . . . 23 kg/kW · st.

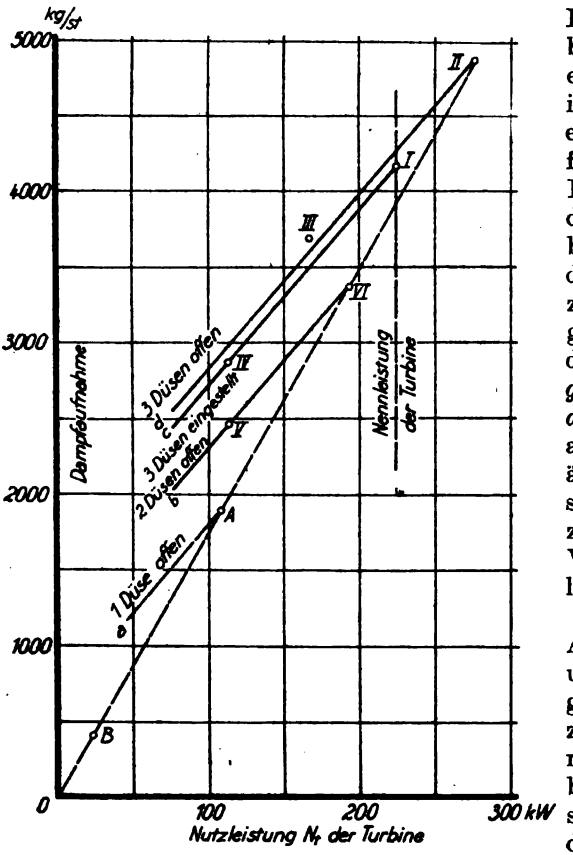



Fig. 57. Wirtschaftlichkeit einer Gegendruckturbine bei Benutzung von 1, 2 oder 3 der vorhandenen Düsen.

Dann ist die Garantie bei voller Last bequem erfüllt, bei halber Last ist sie ebenso bequem erfüllt, wenn man es für zulässig hält, eine Düse vor Vornahme des Versuches mit halber Last abzusperren; die Turbine erfüllt die zugesagten Bedingungen nicht, wenn man den *Grundsatz von der gleichzeitigen Gültigkeit aller Garantien* (§ 13) anerkennt und die Veränderung in der Einstellung der Turbine zwischen den einzelnen Versuchen nicht zuläßt.

Wir halten letztere Auffassung für richtig und würden die eben genannten Garantiezahlen für nicht erreicht erklären, wenn bei Nachprüfung derselben die Ergebnisse der Tabelle 20 erreicht würden. Denn um die Gewährleistung bei halber Last zu erfüllen, muß die Maschine in einen Zustand versetzt werden, bei der sie die volle Last aufzunehmen überhaupt nicht mehr fähig ist. Das günstigere Ergebnis bei halber Last beim Arbeiten mit nur zwei Düsen hat für den Abnehmer ja kaum Interesse, denn im praktischen Betriebe muß man jederzeit auf unerwartetes Eintreten der Normallast gefaßt sein, und es ist nicht zulässig, mindestens störend, daß beim Steigen der Last jedesmal erst die Drehzahl stark sinkt und nun erst der Wärter zuspringt und die nächste Düse öffnet; überdies wird der Wärter schwerlich beim Sinken der Belastung die Düsen

Digitized by Google

wieder schließen. Wenn also die Betätigung der Düsen nicht automatisch geschieht, so unterbleibt sie später doch und hat deshalb auch beim Versuch zu unterbleiben.

Dagegen ist es zulässig, die Turbinendüsen *für Vollast bestmöglich einzustellen*, so wie in Tabelle 20, Versuch I, geschehen; *Überlast* kann dann allerdings nur durch weiteres Öffnen der Düsen von Hand erreicht werden. Das ist für Überlast zulässig; in deren Begriff dürfte es liegen, daß sie nur ausnahmsweise und nach vorheriger Ansage erreicht zu werden braucht; verlangt ein Abnehmer auch jene höchste Last zu jeder Zeit, so soll er nicht eine 220 kW-Turbine (300 PS) mit Überlastung bis 278 kW (= 375 PS) bestellen, sondern eine 375 PS-Turbine ohne Überlastung.

Im Gegensatz dazu ist bei Verbund-Dampfmaschinen die jeweils günstigste Einstellung der Niederdruckfüllung zulässig, auch wenn sie von Hand geschieht; denn diese Verstellung beeinflußt nur die Wirtschaftlichkeit, und bei jeder Einstellung kann die (annähernd) gleiche höchste Leistung erreicht werden — wenn auch mit verschieden günstigem Dampfverbrauch. Vergleiche § 74. —

Das *Verhalten der Turbine mit verschiedener Einstellung der Düsen* ist in Fig. 57 andeutungsweise gegeben, wenngleich die Versuchspunkte zu wenig zahlreich sind für genaues Einzeichnen der Kurven. Bei ganz geöffneten drei Düsen ergab sich Punkt II, bei ganz geöffneten zwei Düsen Punkt VI. Beide liegen auf der durch den Nullpunkt gehenden Geraden. Tragen wir den Abstand VI — II abwärts an, so entsteht der Punkt *A* als für eine ganz geöffnete Düse gültig. Nochmaliges Antragen führt auf Punkt *B* statt auf $N_t = 0$. Man sollte erwarten, mit Berücksichtigung des Leerlaufverbrauches der Turbine, daß die Gerade II—VI die Ordinatenachse oberhalb Null schneidet. — Die ganz geöffneten Düsen geben besonders günstige Werte des Dampfverbrauches. Lassen wir zwei Düsen ganz offen, so bewegt sich bei Drosseln des Druckes die Dampfaufnahme auf Linie *b*. Drei Düsen offen geben etwa die Linie *d*. Die Versuche I und IV geben etwas günstigere Werte, weil die Düsen durch Einregeln der Düsennadeln verkleinert sind entsprechend der Nennleistung der Turbine, Linie *c*. Daß Versuch III eine Unstimmigkeit zu enthalten scheint, zeigte schon Fig. 55.

Erwähnt sei noch die niedrigere Abdampftemperatur bei Versuch II und VI gegen IV und III — der Dampf wird besser ausgenutzt, vgl. § 98 — und die gleichmäßige Dampfaufnahme der Düsen, Tabelle 20, Zeile 23, einmal im offenen Zustande, Versuch II, V, VI, andererseits gleichmäßig aber etwas kleiner bei Versuch IV, III, I, vgl. § 61.

**55. Aufgenommenes Dampfvolumen.** In den letzten Zeilen von Tabelle 20 ist noch das jeweils aufgenommene gedrosselte Dampfvolumen berechnet, und zwar bei den Versuchen I bis VI sowohl im ganzen als auch für eine Düse.

Die *Berechnung* geschieht wie folgt. Bei Versuch Nr. III ist der Dampfzustand vor den Düsen durch den Drosseldruck $p_2 = 8{,}85$ at abs und die Temperatur $t_2 = 247°$ C gegeben. Das Volumen von 1 kg Dampf in diesem Zustand (spezifisches Volumen $v_2$) läßt sich berechnen nach

Digitized by Google

der Formel $v = 47\,\frac{T}{p} + 0{,}001 - \mathfrak{B}$, worin $T = 247 + 273 = 520°$ die absolute Temperatur und $p = 88\,500$ kg/m² der Druck ist; $\mathfrak{B}$ aber, ein Korrektionsglied nur abhängig von $t$, ist der Dampftafel V (Hütte, Bd. I, S. 420) zu entnehmen als $\mathfrak{B} = 0{,}0088$; so wird $v = 47 \cdot \frac{520}{88\,500} + 0{,}001 - 0{,}009$ $= 0{,}276 + 0{,}001 - 0{,}009 = 0{,}268$ m³/kg. Man kann auch den Punkt $p = 8{,}85$, $t = 247$ im Mollierschen $i\,s$-Diagramm aufsuchen und findet unmittelbar $v = 0{,}270$ m³/kg als zugehörig; wir verwenden letzteren Wert. Mit ihm haben die in die Düsen gegangenen 3690 kg/st ein Volumen von 3690 kg/st · 0,270 m³/kg = 995 m³/st.

Es zeigt sich, daß auch diese (vgl. § 52) Turbine annähernd immer das gleiche Dampfvolumen — unabhängig vom Drosseldruck — aufnimmt. Wir nehmen dies als Tatsache hier zur Kenntnis und kommen in § 61 näher darauf zurück.

Bei der Versuchsreihe mit Kondensation und Auspuff, Fig. 54, steigt mit steigender Leistung das aufgenommene Volumen etwas, immerhin deutlich an. Es mag die Temperatur des Drosseldampfes ungenau festgestellt worden sein.

Bei der Versuchsreihe mit Gegendruck ist die Art der Versuchsausführung zu beachten, die in § 53 besprochen wurde. Bei Versuch IV, III, I waren die drei Düsen durch die Handregelung gleich viel verengt und standen bei den Versuchen immer gleich; die Dampfaufnahme war daher sehr gut übereinstimmend, rd. 330 kg für die Düse. Bei den Versuchen II, V, VI waren die Düsen ganz offen, aber nur beim ersten alle drei, nachher nur ihrer zwei. Die volumetrische Dampfaufnahme kann natürlich nur konstant sein, wenn man sie auf die Düse bezieht: sie ist, gut übereinstimmend, 380 m³/st für jede offene Düse.

**56. Belastungsgrad; dimensionsloses Diagramm.** Der Dampfverbrauch für eine bestimmte Leistung ist bei der erst untersuchten Turbine (§ 49 bis 52) größer im Auspuffbetrieb als beim Kondensationsbetrieb; bei der zuletzt untersuchten Turbine im Gegendruck werden die Zahlen noch größer. Ein Vergleich wird aber dadurch unmöglich oder doch undeutlich, daß die beiden Turbinen für verschiedene Leistung bestimmt sind, und daß ja auch für die erste Turbine verschiedene Nennleistungen sich ergäben, je nachdem man sie als Auspuff- oder als Kondensationsturbine ansehen will. Man hat also gewissermaßen drei Turbinen zum Vergleich, nämlich

eine Kondensationsturbine für 172 kW Höchstleistung,
eine Auspuffturbine für 102 kW Höchstleistung,
eine Gegendruckturbine für 288 kW Höchstleistung.

Wir machen die Turbinen (bzw. die Betriebsarten) vergleichbar, indem wir jede Belastung als Bruchteil der höchsten angeben; diese Angabe bezeichnen wir als *Belastungsgrad* $N : N_{max}$.

Als Ordinate hierzu dürfen wir nicht die Dampfaufnahme eintragen; sie wird natürlich für die größere Maschine größer. Wir müssen eine von der Maschinengröße unabhängige Zahl wählen. Als solche bietet

Digitized by Google

sich ohne weiteres der Wirkungsgrad oder auch der Dampfverbrauch, der ja jenem reziprok proportional ist. Der Dampfverbrauch ist natürlich für die drei Betriebe, in der Reihenfolge, wie sie aufgezählt wurden, immer ungünstiger.

Wir können den Vergleich aber außer von der Maschinengröße auch noch von der Betriebsart unabhängig machen, indem wir die darzustellende Größe als Bruchteil oder Vielfaches jener bei Höchstlast angeben. Dann geben wir die Dampfaufnahme als *relative Dampfaufnahme* $D : D_{max}$ an oder den Dampfverbrauch als *relativen Dampfverbrauch*

$$\frac{D}{N_t} : \left(\frac{D}{N_t}\right)_{max} \quad \text{oder} \quad \frac{D}{N_t} : \left(\frac{D}{N_t}\right)_{opt}.$$

Man erhält Kurven, wie Fig. 58 gegeben, die nun *dimensionslos* und daher jeder Bezugnahme auf die Maschinengröße entkleidet sind. Aus ihnen liest man folgendes heraus:

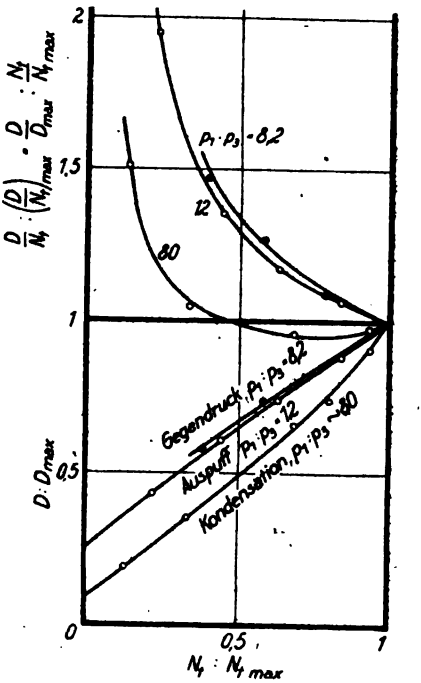



Fig. 58. Einfluß der Belastung auf die Wirtschaftlichkeit der Dampfturbine je nach der unteren Druckgrenze.

Nicht nur in den absoluten Werten ist der Auspuffbetrieb ungünstiger und der Gegendruckbetrieb abermals ungünstiger, sondern besonders noch hinsichtlich des Maßes, nach dem die Dampfaufnahme abnimmt, der Dampfverbrauch zunimmt bei bestimmter Abnahme der Nutzleistung. Auch dies zeigt man am besten im dimensionslosen Diagramm (§ 12, S. 32). Man kann auch in Fig. 59 zeigen, daß diese Abnahme, gemessen an dem Verhältnis der Dampfaufnahme bei halber zu der bei ganzer Last, wie es der Fig. 58 zu entnehmen ist, einfach eine Funktion des ausgenutzten Druckverhältnisses ist.

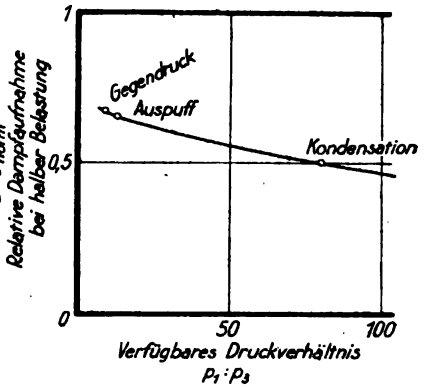



Fig. 59. Einfluß des verfügbaren Druckverhältnisses auf die Dampfaufnahme bei halber Last.

Es sei wiederholt erwähnt (vgl. § 5), daß möglichst proportionales Abfallen der Energieaufnahme mit der Leistungsabnahme eine wertvolle Eigenschaft jeder mit wechselnder Leistung zu betreibenden Maschine ist, die leicht an Wert über die guten Verbrauchs-

Digitized by Google

zahlen hinausgeht. Sie ist im allgemeinen gebunden an den tunlichst gesteigerten Energieumsatz in der Maschine — weil gewisse Verluste stets konstant bleiben; und deshalb ist der Kondensationsbetrieb den weniger intensiven Betriebsarten in dieser Hinsicht überlegen.

**57. Beurteilung von Dampfturbinen nach dem Gütegrad.** Die Kondensationsturbine gab in Tabelle 18 wirtschaftliche Wirkungsgrade bis herauf zu 11,7%, die Gegendruckturbine in Tabelle 20 kam nur auf Wirkungsgrade bis 8,1%. Man könnte meinen, die letztere Turbine sei hiernach als minderwertig zu beurteilen, um so mehr, als sie heißeren Dampf erhielt.

Dieses Urteil wäre vorschnell. Denn wenn man der zweiten Dampfturbine nicht die Ausnutzung des Druckgefälles bis heran an das Vakuum gestattet, sie also nicht das Bestmögliche aus dem dargebotenen Dampf ziehen läßt, weil man die höhere Temperatur des Dampfes noch für Zwecke der Abdampfausnutzung haben will, so muß man eben eine größere Dampf- oder Wärmemenge daransetzen. Der wirtschaftliche Wirkungsgrad beurteilt nicht die Güte der Maschine, sondern wird maßgebend beeinflußt durch die äußeren Betriebsumstände, die der Maschine auferlegt werden. Man kann eine Dampfkraftmaschine so wenig nach dem Dampfverbrauch beurteilen wie eine Wasserkraftmaschine nach dem Wasserverbrauch; es kommt natürlich maßgebend auf das vorhandene Gefälle an — oder auf das verfügbare, wenn Rücksichten auf die Bewässerung unten liegender Geländeteile das vorhandene Gefälle auszunutzen nicht ratsam erscheinen lassen.

Bei der Wärmekraftmaschine liegen die Verhältnisse noch insofern eigenartig, als ja bekanntlich, ganz abgesehen von den Grenzen, die wir der Ausnutzung im Einzelfall ziehen können, überhaupt nicht alle eingeführte Wärme in Arbeit verwandelt werden kann. Die auffallend niedrigen Wirkungsgrade in beiden Versuchsreihen fallen gar nicht der Maschine zur Last, sondern den Eigenschaften der Wärme, die durch den zweiten Hauptsatz gekennzeichnet sind.

Es ist also billig, wo man die Vollkommenheit der Wärmemaschine beurteilen will, in den Nenner der Brüche Formel (2) bis (3), § 46 nicht die Wärmemenge zu setzen, sondern den Vergleich auf die theoretisch bestmögliche Ausnutzung der Wärme zu beziehen. Das tut man bei Berechnung des Gütegrades, § 47.

Der *Gütegrad* einer Wärmekraftmaschine vergleicht die aus einer bestimmten aufgewendeten Wärmemenge wirklich erreichte Arbeitsausbeute mit derjenigen Arbeitsausbeute, die theoretisch erreichbar ist — natürlich Zähler und Nenner in gleichem Maße, im allgemeinen im Wärmemaß gemessen.

Die *theoretisch günstigste Arbeitsausbeute* wird nach Lehren der Thermodynamik bei adiabatischer Expansion des Dampfes erreicht. Bei ihr ist die Entropie konstant, und das ist der günstigste Fall, weil die Entropie nicht abnehmen kann, jede Zunahme einen nicht umkehrbaren Bestandteil des Arbeitsprozesses bedeutet, also eine Verschlechterung gegenüber dem rein umkehrbaren Vorgang. — Für den Dampf ist der Anfangszustand des Expansionsvorganges nach Druck

Digitized by Google

und Temperatur gegeben. Vom Endzustand liegt der Druck fest — je nach dem Fall der Kondensation, des Auspuffes oder der Abdampfausnutzung bei Vakuum, bei Atmosphärendruck oder bei Überdruck. Die Temperatur des Abdampfes liegt dabei, je nach dem Maße der Arbeitsentziehung, jeweils fest.

Zwischen den so gegebenen Grenzen des Dampfzustandes gibt es nur eine eindeutige Möglichkeit adiabatischer Expansion, gekennzeichnet durch die Konstanz der Entropie bei der Expansion; die Entropie des Abdampfes bei dem theoretisch günstigsten Vorgang muß also so groß sein wie die des Frischdampfes.

Die rechnerische Ermittlung der größtmöglichen Arbeitsausbeute im $p \cdot v$-Diagramm eignet sich mehr für Kolbenmaschinen und wird deshalb in § 71 besprochen. Hier bedienen wir uns des für alle Dampfturbinen-Untersuchungen besonders bequemen Mollierschen $i\,s$-Diagrammes[1]).

In Fig. 60 sind in einem $i\,s$-Diagramm Ermittlungen eingezeichnet, die sich auf die Versuche 101 (§ 49 und Tabelle 18) und III (Tabelle 20) beziehen. Zunächst geben die Punkte $A$ bzw. $A_1$ die Anfangszustände des Frischdampfes. Die Adiabate ist im $i\,s$-Diagramm eine senkrechte Gerade. Ziehen wir sie, so schneiden wir in $C$ die Linie des Gegendruckes 0,15 at und in $C_1$ die Linie des Gegendruckes 1,52 at (d. i. 1,02 at BSt + 0,5 at ÜD). Die Ordinaten der Punkte $C$ und $C_1$ geben den Wärmeinhalt an, der im Dampf verblieben wäre, wenn der Dampf, vom Anfangszustand beginnend, auf den Gegendruck adiabatisch expandierte; der Wärmeinhalt im Endzustand wäre um den durch Strecke $AC$ bzw. $A_1C_1$ dargestellten Betrag kleiner als im Anfangszustand; wir bezeichnen ihn als das *adiabatische Wärmegefälle*. Dieser Minderinhalt an Wärme ist aber zugleich, wenn bei adiabatischer Zustandsänderung eben sonstige Wärmezu- und -abfuhr ausgeschlossen sein soll, die in Arbeit umgesetzte Wärme. Der Arbeitsgewinn bei der günstigsten adiabatisch verlaufenden Expansion ist für die beiden Versuche direkt durch die Strecken $AC$ und $A_1C_1$ gegeben. Er ist, bezogen auf 1 kg Dampf:

für Versuch 101, Kondensation: 686,2 — 521,9 = 164,3 kcal = $AC$
„ „ III, Gegendruck: 713,8 — 615,6 = 98,2 „ = $A_1C_1$.

Der große Unterschied der Zahlen gibt an, unter wie sehr viel ungünstigeren Verhältnissen die Gegendruckturbine arbeitet. Der Berechnung des wirtschaftlichen Wirkungsgrades lagen die Wärmeverbrauchszahlen $i_1 - q_3$ zugrunde, nämlich

für Versuch 101, Kondensation: 686,2 — 53,8 = 632,4 kcal
„ „ III, Gegendruck: 713,8 — 111,8 = 602,0 „

Der theoretisch günstigst erreichbare Wirkungsgrad der beiden unter so verschiedenen Verhältnissen ausgeführten Kreisprozesse ist

für Versuch 101, Kondensation: $\eta_{opt} = \frac{164{,}3}{632{,}4} = 0{,}260$

„ „ III, Gegendruck: $\eta_{opt} = \frac{98{,}2}{602{,}0} = 0{,}163$.

[1]) Vgl. die Anmerkung auf S. 160.



Digitized by Google

Hierin, und nicht in der besonderen Bauart der Turbinen, sind die scheinbar mäßigen Wirkungsgrade begründet, hieraus ist auch das vergleichsweise noch schlechtere Ergebnis der Gegendruckturbine zu erklären.

Die Turbinen selbst lassen sich nur auf Grund des Gütegrades beurteilen und namentlich vergleichen. Der Gütegrad berechnet sich für die

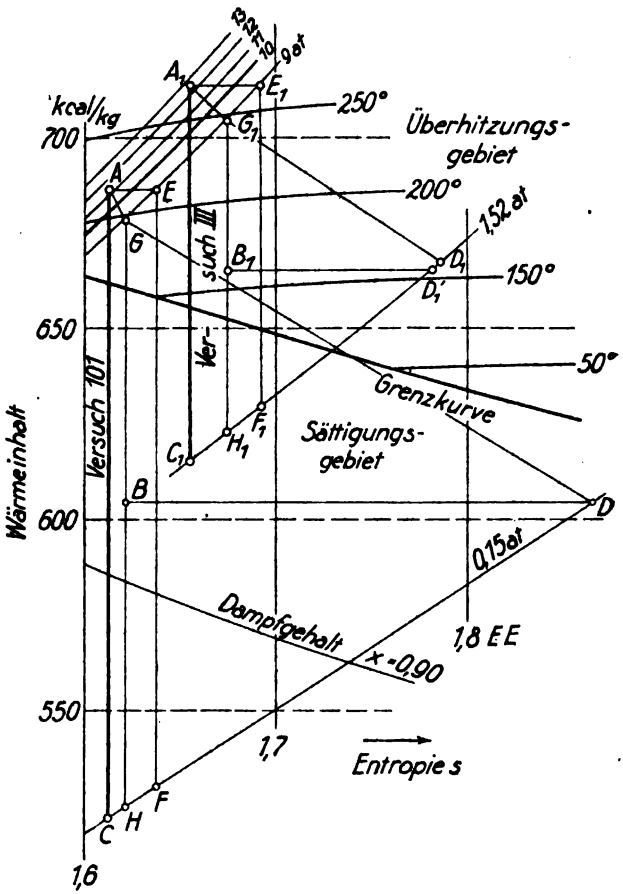



Fig. 60. $is$-Diagramm für Kondensations- und für Gegendruckbetrieb.

beiden Versuche als Quotient aus dem Wärmewert der gelieferten Arbeit und dem eben gegebenen Wärmegefälle, entweder beides auf den Stundenumsatz oder beides auf 1 kg Dampf bezogen. Der Wärmewert der geleisteten Arbeit ist, auf 1 kg Dampf bezogen, $\frac{859 \text{ kcal}}{D/N_t \text{ kg}}$, also wird er

für Versuch 101, Kondensation: $859 : 11{,}6 = 74{,}0$ kcal/kg
„ „ III, Gegendruck: $859 : 22{,}0 = 39{,}0$ „ .

Der Gütegrad selbst endlich wird

Digitized by Google

für Versuch 101, Kondensation: $\eta_{gw} = 74{,}0 : 164{,}3 = 0{,}450 = 45{,}0\%$
„ „ III, Gegendruck: $\eta_{gw} = 39{,}0 : 98{,}2 = 0{,}394 = 39{,}4\%$.

Wir nennen diesen Gütegrad den wirtschaftlichen, weil er auf die Nutzleistung Bezug nimmt, wie der wirtschaftliche Wirkungsgrad es tut. Bei der Kolbendampfmaschine kann außerdem noch der indizierte oder thermische Gütegrad gemessen werden, der die indizierte, das heißt die vom Dampf auf den Kolben übertragene Arbeit mit der möglichen Arbeitsausbeute vergleicht. Begrifflich ist dieser thermische Gütegrad auch bei der Dampfturbine vorhanden: er setzt in den Zähler die vom Dampf auf die Schaufelung übertragene Leistung; meßbar ist diese indizierte Leistung der Dampfturbine indessen nicht, und die von Stodola als indizierte Leistung bezeichnete Größe ist nicht diese, ist vielmehr mit unserem Wärmegefälle identisch.

In Tabelle 21 ist für sämtliche Versuche der beiden Reihen bei Kondensation und bei Gegendruck der Gütegrad ermittelt und mit dem wirtschaftlichen Wirkungsgrad in Vergleich gestellt. Es zeigt sich, daß bei hohen Lasten die Gegendruckturbine das ihr dargebotene Wärmegefälle sogar besser ausnutzt als die Kondensationsturbine; die Maschine selbst ist im letzteren Fall also durchaus nicht die schlechtere, wie es ein Vergleich der wirtschaftlichen Wirkungsgrade glauben macht.

In Tabelle 21 ist noch ein *Wirkungsgrad der Umsetzung* berechnet; das geschah, wie wieder an Versuch III gezeigt werden soll. Der Frischdampf hat bei 12,5 at Druck und 270° Temperatur einen Wärmeinhalt von 713,8 kcal in 1 kg Dampf; der Abdampf hat 1,52 at, 160° und 667,2 kcal; der Unterschied im Wärmeinhalt ist 713,8 — 667,2 = 46,6 kcal. Der Wärmewert der Nutzarbeit ist 39,0 kcal. Der Wirkungsgrad der Umsetzung ist 39,0 : 46,6 = 0,837 = 83,7%. Dieser Wirkungsgrad gibt also an, wie viel mehr Wärme verbraucht worden ist, als nötig gewesen wäre. Die restlichen 16,3% sind die Wärmeverluste der Maschine; denn was etwa an Arbeit durch Reibung verloren ist, verbleibt auch im Dampf, soweit es nicht durch Wärmeleitung und -strahlung abgeht. — Bei Versuch 101 konnte dieser Wirkungsgrad nicht ermittelt werden, weil der Dampf am Ausblasestutzen zweifellos naß ist, der Grad der Nässe aber schwer zu bestimmen ist. Den Abdampf als trocken gesättigt anzunehmen, geht nicht an.

Der wirtschaftliche Wirkungsgrad und Gütegrad hat weniger Wert in Fällen der Abdampfausnutzung, wo der Dampfverbrauch in keinem Falle eine Rolle spielt, weil die verlangte Wärmemenge groß ist im Vergleich zur verlangten Arbeitsmenge und demnach in jedem Fall Frischdampf noch um die Maschine herum dem Abdampf beigefügt werden muß. Der Hauptwert ist in solchen Fällen auf geringe Wärmeverluste zu legen, durch gute Ummantelung der Maschine und ähnliche Maßnahmen.

Fig. 60 gibt noch graphisch einige weitere Ermittlungen an den Versuchen 101 und III. Letzterer ist immer durch den Index 1 gekennzeichnet; bei ihm wird der Dampf zunächst von seinem Anfangszustand, Punkt $A_1$, gedrosselt bis auf $p_2 = 8{,}85$ at; dabei sollte Punkt $E_1$ erreicht werden, wenn Wärmeverluste ausgeschlossen wären; mit dem Drossel-



Digitized by Google

Tabelle 21. Vergleich zweier Dampfturbinen durch den Wir-

| | Versuch Nr. | Kondensationsturbine | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 8 | 18 | 4 | 101 | 10 |
| 1 | Drehzahl $n$ . . . . . /min | 2997 | 3000 | 2982 | 2990 | 2988 |
| 2 | Dampfaufnahme $D$ . . . . . kg/st | 415 | 758 | 1410 | 1600 | 1956 |
| 3 | Nutzleistung der Turbine $N_t$ . . . kW | 22,0 | 57,7 | 117,7 | 137,7 | 159,6 |
| 4 | Dampfverbrauch der Turbine $D/N_t$ . . . . . kg/kW · st | 18,8 | 13,1 | 12,0 | 11,6 | 12,3 |
| 5 | Wärmewert der Nutzleistung aus 1 kg Dampf $859 : D/N_t$ . . . kcal/k | 45,7 | 65,6 | 71,6 | 74,0 | 69,8 |
| 6 | Frischdampf: Druck $p_1$ . . . . . at | 12,4 | 12,3 | 12,2 | 11,2 | 12,2 |
| 7 | Temperatur $t_1$ . . . . . °C | 192 | 191 | 202 | 218 | 221 |
| 8 | Wärmeinhalt $i_1$ . . . . kcal/kg | 671,5 | 671,2 | 677,3 | 686,2 | 687,8 |
| 9 | Abdampf: Druck $p_3$ . . . . . at | 0,097 | 0,080 | 0,140 | 0,15 | 0,21 |
| 10 | Temperatur $t_3$ . . . . . °C | gesättigt bzw. naß | | | | |
| 11 | Wärmeinhalt $i_3$ . . . . kcal/kg | (615,7) | (613,9) | (619,0) | (619,6) | (622,9) |
| 12 | Wärmeverbrauch bei Abdampfausnutzung $i_1 - i_3$ . . . . „ | (55,8) | (57,3) | (58,3) | (66,6) | (64,9) |
| 13 | Wirkgsgr. d. Umsetzg. $\frac{859 \cdot N_t}{D \cdot (i_1 - i_3)}$ — | nicht bestimmbar | | | | |
| 14 | Adiabatisches Wärmegefälle $\Delta i_{ad}$ . „ | 176,8 | 181,8 | 167,1 | 164,3 | 157,4 |
| 15 | Wirtschaftl. Gütegr. d. Turbine $\frac{859 \cdot N_t}{D \cdot \Delta i_{ad}}$ — | 0,259 | 0,361 | 0,428 | 0,450 | 0,444 |
| 16 | Flüssigkeitswärme $q_3$ zu $p_3$ . . kcal/kg | 45,1 | 41,4 | 52,0 | 53,8 | 60,9 |
| 17 | Wärmeverbrauch ohne Abdampfausnutzung $i_1 - q_3$ . „ | 626,4 | 629,8 | 625,3 | 632,4 | 626,9 |
| 18 | Wirtschaftlicher Wirkungsgrad der Turbine $\frac{859 \cdot N_t}{D \cdot (i_1 - q_3)}$ . . . . . — | 0,0729 | 0,104 | 0,114 | 0,117 | 0,111 |
| 19 | Drosseldampf: Druck $p_2$ . . . . . at | 2,14 | 4,04 | 7,86 | 8,98 | 11,04 |
| 20 | Temperatur $t_2$ . . . . . °C | 123 | 143 | 175 | 197 | 208 |
| 21 | Spezif. Volumen $v_2$ . . . . $m^3$/kg | $\leqq$0,85 | $\leqq$0,47 | 0,255 | 0,236 | 0,192 |
| 22 | Aufgenomm. Dampfvolumen $D_v$ $m^3$/st | 352 | 356 | 360 | 378 | 375 |
| 23 | Dgl. durchschn. pro Düse . . . „ | — | — | — | — | — |

vorgang ist eine — behufs Regelung benötigte — Verringerung des Wärmegefälles von $A_1C_1 = 98{,}2$ auf $E_1F_1 = 84{,}0$ verbunden. — Infolge der Wärmeverluste bis zur Düse wird nicht $E_1$, sondern $G_1$ erreicht, die Temperatur wird kleiner. Eine weitere Verminderung der Arbeitsausbeute ist mit dem Wärmeverlust verbunden von $E_1F_1 = 84{,}0$ auf $G_1H_1 = 81{,}6$ kcal, also nur unerheblich. — Den Zustand des Abdampfes gibt Punkt $D_1$; es fällt auf, daß dieser Punkt oberhalb $D_1'$ liegt, welcher Punkt erhalten wurde, indem von $G_1$ aus der Wärmewert der Nutzarbeit abgetragen wurde, Strecke $G_1B_1 = 39{,}0$ kcal, und dann $B_1D_1'$ wagerecht gezogen wurde. Diese Lage der Punkte $D_1$ und $D_1'$ zueinander mag in Meßfehlern seine Ursache haben, der Temperaturunterschied zwischen den Punkten ist nur 5°; es kann aber auch Wärmeleitung im Spiele sein. — Für Versuch 101 gelten dieselben Ermittlungen, die Punkte sind ebenso ohne Index benannt. $B$ und $D$ liegen zufällig in gleicher Höhe. Sollte gelegentlich die Linie $GH$ links von $AC$ liegen, so wäre das erklärlich.

Digitized by Google

kungsgrad und durch den Gütegrad.

| Gegendruckturbine | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| IV | III | I | II | V | VI |
| 3030 | 3020 | 2990 | 3030 | 3030 | 3020 |
| 2870 | 3690 | 4175 | 4860 | 2462 | 3385 |
| 112,5 | 167,5 | 224,0 | 278,1 | 112,6 | 193,2 |
| 25,5 | 22,0 | 18,6 | 17,5 | 21,9 | 17,5 |
| 33,7 | 39,0 | 46,2 | 49,1 | 39,2 | 49,1 |
| 11,95 | 12,5 | 12,8 | 12,8 | 12,6 | 12,5 |
| 275 | 270 | 276 | 280 | 277 | 284 |
| 716,8 | 713,8 | 716,4 | 718,2 | 716,4 | 721,1 |
| 1,525 | 1,52 | 1,52 | 1,505 | 1,527 | 1,528 |
| 166 | 160 | 153 | 150 | 151 | 143,5 |
| 670,0 | 667,2 | 664,8 | 662,8 | 663,2 | 660,0 |
| 46,8 | 46,6 | 51,6 | 55,4 | 53,2 | 61,1 |
| 0,720 | 0,837 | 0,895 | 0,886 | 0,737 | 0,804 |
| 97,2 | 98,2 | 100,0 | 100,7 | 99,8 | 100,2 |
| 0,347 | 0,394 | 0,462 | 0,480 | 0,393 | 0,490 |
| 111,9 | 111,8 | 111,8 | 111,5 | 111,2 | 111,3 |
| 604,4 | 602,0 | 604,6 | 606,7 | 605,2 | 609,8 |
| 0,0556 | 0,0648 | 0,0761 | 0,0810 | 0,0637 | 0,0804 |
| 6,85 | 8,85 | 10,5 | 10,4 | 7,72 | 10,7 |
| 242,5 | (247) | (255) | (258) | 245 | 261 |
| 0,35 | 0,27 | 0,23 | 0,235 | 0,31 | 0,23 |
| 1000 | 1000 | 960 | 1140 | 760 | 780 |
| 330 | 330 | 320 | 380 | 380 | 390 |

Daß überhaupt durch den Wärmeverlust von $E$ bis $G$ die Entropie sich vermindert, darf nicht als Widerspruch zum zweiten Hauptsatz angesehen werden, wonach Wärmeleitung als irreversibler Vorgang die Entropie vermehrt. Es ist Wärme aus dem Dampf entnommen, und dadurch hat sich sein Entropiegehalt vermindert. Aber die Entropie der Umgebung hat um mehr als ebensoviel zugenommen, und die Entropie im ganzen hat sich daher in der Tat vermehrt.

Der genauere Verlauf der Zustandsänderung von $G$ bis $D$ wird in § 60 besprochen. Unter Bezugnahme auf die dort im selben Sinne gedeuteten Ergebnisse sei hier noch aufmerksam gemacht auf die niedrigeren Endtemperaturen des Dampfes bei den Versuchen V und VI gegenüber den Versuchen gleicher Leistung Nr. IV und III. Bei Versuch IV und V ist die Belastung und die Anfangstemperatur etwa gleich, die Endtemperatur aber ist 166° im einen, 151° im zweiten Fall — einfach als Folge davon, daß der Dampf im zweiten Fall, beim Arbeiten mit nur zwei Düsen, besser ausgenutzt wird, der Gütegrad höher ist. Umgekehrt ist der Gang der Abdampftemperatur bei unverändertem Druck ein sicheres Kennzeichen dafür, ob eine Veränderung an der Turbine vorteilhaft ist oder nicht — solange man nicht an die Sättigung gelangt; wäre das der Fall, so würde der Feuchtigkeitsgrad des Abdampfes an die Stelle der Temperatur treten müssen, der aber ist nicht ebenso bequem zu messen.

**58. Übergang zum Auspuffbetrieb bei einer Kondensationsturbine.** In Tabelle 22, in Fig. 61 und 62 sind Versuche gegeben, die den *kontinuierlichen Übergang* vom Kondensations- zum Auspuffbetrieb demonstrieren. Der Verlauf der Kurven ist quantitativ, teilweise

Digitized by Google

Tabelle 22. Dampfturbine bei ver-

| | Versuch Nr. | | Konstante Kondensation 101 |
|---|---|---|---|
| 1 | Drehzahl $n$ | /min | 2990 |
| 2 | Nutzleistung der Turbine $N_t$ | kW | 137,7 |
| 3 | Minderleistung gegen Nr. 101 | % | — |
| 4 | Nutzleistung des Satzes $N'_{el}$ | kW | 113,1 |
| 5 | Minderleistung gegen Nr. 101 | % | — |
| 6 | Dampfaufnahme $D$ | kg/st | 1600 |
| 7 | Dampfverbrauch $D/N_t$ der Turbine | kg/kW · st | 11,6 |
| 8 | Schlechter gegen Nr. 101 bzw. a | % | — |
| 9 | Dampfverbrauch $D/N'_{el}$ des Satzes | kg/kW · st | 14,2 |
| 10 | Schlechter | % | — |
| 11 | Druck des Frischdampfes $p_1$ | at | 11,2 |
| 12 | „ des Drosseldampfes $p_2$ | at | 8,98 |
| 13 | „ des Abdampfes $p_3$ | at | 0,15 |
| 14 | Temperatur des Frischdampfes $t_1$ | °C | 218 |
| 15 | Verfügbares Druckverhältnis $p_1 : p_3$ | — | 70 |
| 16 | Ausgenutztes Druckverhältnis $p_2 : p_3$ | — | 56 |
| 17 | Wärmeinhalt des Frischdampfes $i_1$ | kcal/kg | 686,2 |
| 18 | Flüssigkeitswärme $q_3$ zu $p_3$ | „ | 53,8 |
| 19 | Wirtschaftlicher Wirkungsgrad $\eta_w = \frac{859 \cdot N_t}{D \cdot (i_1 - q_3)}$ | — | 0,117 |
| 20 | Adiabatisches Wärmegefälle $\Delta i_{ad}$ | kcal/kg | 164,3 |
| 21 | Wirtschaftlicher Gütegrad $\eta_{gw} = \frac{859 \cdot N_t}{D \cdot \Delta i_{ad}}$ | — | 0,450 |

auch dem Sinne nach verschieden, je nach der Größe, die man konstant hält. — Der Übergang vom Auspuff- zum Kondensationsbetrieb erfolge langsam (S. 250).

Man kann die entnommene *Leistung konstant* halten; dann zeigt sich bei den Versuchen *a* bis *c*, daß man den Frischdampf um so mehr abdrosseln muß, je mehr man den Druck des Abdampfes sinken läßt; beginnt man die Reihe mit Kondensationsbetrieb, so muß man eine Belastung wählen, die auch beim Auspuffbetrieb noch durchgehalten werden kann. Mit dem Drosseldruck sinkt die Dampfaufnahme und steigt der Dampfverbrauch; beim Übergang von Kondensations- zu Auspuffbetrieb sinkt der Drosseldruck, man entfernt sich also immer mehr von der jeweils erzielbaren Höchstleistung, der Belastungsgrad $N : N_{max}$ sinkt also.

Man kann auch den Drosseldruck und damit die *Dampfaufnahme konstant* halten; man bewegt sich dann auf einer Kurve konstanten Belastungsgrades — eventuell auf der Kurve der Höchstleistung. Bei den Versuchen 101, 108, 105 und einigen weiteren, in Fig. 62 eingetragenen zeigen sich qualitativ ähnliche, aber numerisch verschiedene Ergebnisse.

Für die Berechnung zu machender Ersparnisse wird meist auf gleiche Leistung Bezug zu nehmen sein, die eben durch den äußeren Bedarf

Digitized by Google

schiedenem Gegendruck.

| Dampfaufnahme | | Konstante Leistungsentnahme | | |
|---|---|---|---|---|
| | Auspuff | Kondensation | | Auspuff |
| 108 | 105 | (a) | (b) | (c) |
| 3010 | 2990 | 3000 | 3000 | 3000 |
| 113,1 | 62,2 | 85,3 | 85,3 | 85,3 |
| 16 | 54 | — | — | — |
| 91,3 | 40,4 | 62,2 | 62,2 | 62,2 |
| 19 | 72 | — | — | — |
| (1616) | 1616 | 1060 | 1300 | 1900 |
| 14,3 | 25,8 | 12,4 | 15,2 | 22,2 |
| 23 | 122 | — | 23 | 79 |
| 17,7 | 40,0 | 17,0 | 20,8 | 30,5 |
| 25 | 182 | — | 22 | 79,5 |
| 12,5 | 12,3 | 12,0 | 12,2 | 12,0 |
| 9,06 | 9,06 | 5,8 | 7,18 | 10,68 |
| 0,29 | 1,03 | 0,10 | 0,28 | 1,03 |
| 2,17 | 212 | 186 | 187 | 206 |
| 43 | 11,9 | 120 | 43,5 | 11,7 |
| 31,2 | 8,8 | 58 | 25,6 | 10,4 |
| 684,2 | 683,0 | 668,0 | 668,2 | 679,3 |
| 65,6 | 100,5 | 45,7 | 67,3 | 100,5 |
| 0,097 | 0,057 | 0,111 | 0,094 | 0,067 |
| 148,9 | 103,9 | 173,8 | 143,9 | 102,2 |
| 0,405 | 0,321 | 0,398 | 0,392 | 0,377 |

**Fig. 61 und 62.** Dampfturbine bei wechselndem Gegendruck, $n = 3000$/min.
**Fig. 61.** Bei konstanter Leistungsentnahme.
**Fig. 62.** Bei konstanter Dampfaufnahme.

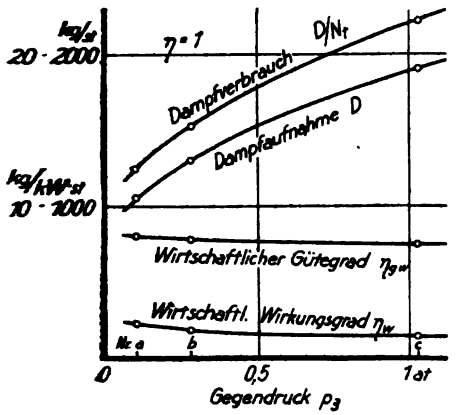



**Fig. 61.** $N_{el} = 62{,}2$ kW.

bedingt wird. Es zeigt sich, daß der Dampfverbrauch 79% ungünstiger wird bei Auspuffbetrieb als bei Kondensation; diese Zahl ist die gleiche für die Turbine wie für den Satz.

Die Kurven für konstante Dampfaufnahme zeigen, wie vielmehr Leistung sich aus einer gegebenen Turbine durch Kondensation herausholen läßt, unter gleichzeitiger Verbesserung des Dampfverbrauches; das bringt aber nur Nutzen, wenn man Verwendung für das Mehr hat. Der Vergleich in den Zahlen fällt stark verschieden aus, je nachdem man den Satz oder die Turbine betrachtet. Bei der Turbine beträgt für Auspuff die Minderleistung 54%, bei dem Satze aber

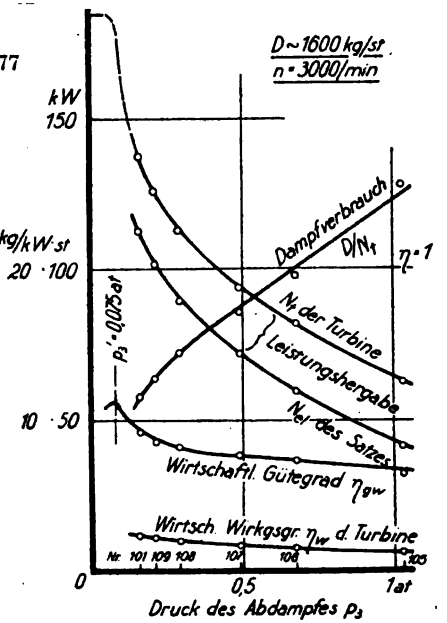



**Fig. 62.** $D = 1600$ kg/st.

Digitized by Google

72%; der Dampfverbrauch ist bei der Turbine 122, beim Satz aber 182% ungünstiger geworden.

Von Interesse ist noch die Berechnung des wirtschaftlichen Gütegrades. Derselbe bleibt bei unveränderter Leistung ziemlich unverändert; bezogen auf bestimmte Dampfaufnahme sinkt er stark mit wachsendem Gegendruck. Über die Wendepunkte in den Kurven der Dampfaufnahme und des Gütegrades bei kleinem Gegendruck wird in § 62 gesprochen.

Will man der Turbine eine gewisse Leistung unterhalb ihrer Höchstleistung entnehmen, so muß man die insgesamt verfügbare Druckstufe $p_1 - 0{,}15$ verkleinern; das kann entweder durch Verringern des Frischdampfdruckes $p_1 \sim 12$ at auf den Drosseldruck $p_2 < 12$ at, oder durch Erhöhen des Gegendruckes von $p_3 = 0{,}15$ auf $p_3 > 0{,}15$, z. B. bis $p_3 = 1{,}03$ at geschehen. Diese beiden Vorgänge sind sachlich ähnlich, werden aber im allgemeinen nicht gleich beurteilt; denn wenn man den oberen Teil der gesamten Druckstufe unbenutzt läßt (Drosselung), so setzt man gleichwohl die dem Frischdampfdruck entsprechende Energie als eingeführt und in der Maschine vernichtet; wenn man aber den unteren Teil der Druckstufe unbenutzt läßt, so rechnet man die verfügbare Energie als in $p_3$ beendet, und legt die Drucke unterhalb $p_3$ nicht mehr der Maschine zur Last. Man bezeichnet also

als verfügbare Druckstufe $p_1 - p_3$, als verfügbares Druckverhältnis $p_1 : p_3$,
als ausgenutzte Druckstufe $p_2 - p_3$, als ausgenutztes Druckverhältnis $p_2 : p_3$.

Gegen diese verschiedene Rechnungsweise läßt sich einwenden, daß ja doch dem Dampf in jedem Falle nur der „Umsatz" (§ 3) und etwa noch die mäßigen (Tabelle 21, Zeile 13) Wärmeverluste durch die Oberflächen entnommen werden; der Wärmeinhalt hat also um gleich viel abgenommen in den beiden Fällen (Verminderung des treibenden oder Erhöhung des widerstehenden Druckes), und es wird daher in beiden Fällen der gleiche Wärmeinhalt noch zur Verfügung stehen. Das wäre wohl wahr; aber für die Ausnutzbarkeit der Wärme ist auch zu Heizzwecken die Temperatur des Dampfes und namentlich seiner Kondensation wesentlich, und die ist günstiger, wenn die Leistungsverminderung durch Erhöhung des Gegendruckes erzielt wird. Insofern hat also die übliche verschiedene Rechnungsweise ihre Berechtigung.

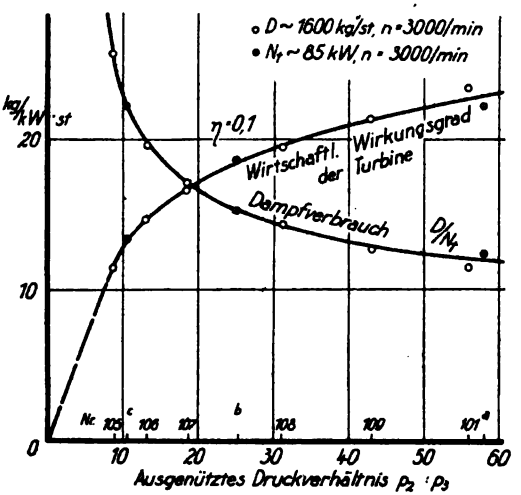



Fig. 63. Druckverhältnis, maßgebend für die Wirtschaftlichkeit der Turbine.

Digitized by Google

Für die Energieentnahme aus 1 kg Dampf, also für den wirtschaftlichen Wirkungsgrad ist einfach das ausgenutzte Druckverhältnis (annähernd) maßgebend, Fig. 63; beide Versuchsreihen fallen so dargestellt zu einer Kurve zusammen.

**59. Dampfturbine bei wechselnder Drehzahl.** Wenn man *bei unverändertem* — künstlich durch Regulieren von Hand festgehaltenem — *Drosseldruck* die Turbine mehr oder weniger belastet, so ergeben sich Zahlen, wie in Tabelle 23.

Tabelle 23. Verhalten der Dampfturbine bei verschiedener Drehzahl.

| | Versuch Nr. | 101 | 102 | 103 | 104 |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Drehzahl $n$ . . . . . /min | 2990 | 2070 | 1085 | 0 |
| 2 | Nutzleistung der Turbine $N_t$ . . kW | 137,7 | 106,4 | 66,8 | 0 |
| 3 | Belastendes Drehmoment $M_t = 973 \cdot N_t/n$ . . . . . mkg | 44,8 | 50,0 | 59,9 | 79,4 |
| 4 | Dampfaufnahme $D$ . . . . . kg/st | 1600 | 1610 | 1592 | (1600) |
| 5 | Druck des Frischdampfes $p_1$ . . . at | 11,2 | 11,0 | 10,9 | 11,2 |
| 6 | Temperatur des Frischdampfes $t_1$ °C | 218 | 215 | 219 | 219 |
| 7 | Druck des Drosseldampfes $p_2$ . . at | 8,98 | 9,04 | 9,04 | 9,02 |
| 8 | Temperatur des Drosseldampfes $t_2$ °C | 197 | 198 | 200 | 198 |
| 9 | Druck vor dem 4. Satz . . . . . at | 3,11 | 3,18 | 3,19 | 3,18 |
| 10 | Temperatur vor dem 4. Satz . °C | 145 | 160 | 171 | 189 |
| 11 | Druck vor dem 8. Satz . . . . . at | 0,88 | 0,96 | 0,96 | 1,04 |
| 12 | Temperatur vor dem 8. Satz . °C | 97 | 108 | 134 | 186 |
| 13 | Druck des Abdampfes $p_3$ . . . . at | 0,16 | 0,17 | 0,17 | 0,19 |
| 14 | Temperatur des Abdampfes $t_3$ . °C | 56 | 56 | 79 | 140 |

Wo sich die Drehzahl $n$ ändert, ist das von einer Maschine überwundene Drehmoment ein besseres Kennzeichen der Belastung als die Leistung; insbesondere versagt es auch dann nicht, wenn im Grenzfall $n = 0$ wird, festgebremste Turbine.

Um die Drehzahl vom normalen Wert $n = 3000$ herabzudrücken, ist das Drehmoment zu vergrößern. Jedem Drehmoment $M_t$ ist eine Drehzahl zugeordnet; aus beiden ergibt sich

$$N_t = \frac{1}{973} \cdot M_t \cdot n, \text{ oder meßtechnisch umgekehrt } M_t = 973 \cdot \frac{N}{n}.$$

In Fig. 64 ist das *Drehmoment und die Leistung* als abhängig von der Drehzahl eingetragen. Das Drehmoment nimmt mit steigender Leistung ab, es würde bei $n = 10\,000$/min den Wert $M_t = 0$ annehmen; diese Freilauftourenzahl nimmt die Turbine also dann an, wenn man sie ohne jede Belastung mit dem Drosseldruck 9 at beaufschlagt. Die Leistung der Turbine, abhängig von dem Produkte von Drehzahl und Drehmoment, ist dann ebenfalls $N_t = 0$. Aber auch für $n = 0$ wird $N_t = 0$; die Leistung hat also zwischen Festbremsung und Freilauf einen Höchstwert. Das Drehmoment nimmt grundsätzlich linear ab; dem entspräche ein parabolischer Verlauf der Leistungsänderung, mit dem Parabelscheitel als Höchstpunkt beim halben Werte der Freilaufdrehzahl. Da die Drehmomentenkurve etwas nach unten durch-

Digitized by Google

gekrümmt ist, so ist der Scheitel der parabelartigen Leistungskurve etwas gegen den Nullpunkt geschoben.

Die *Leistungsparabel* ist ohne weiteres ein Maß für die Änderung der Wirtschaftlichkeit; denn es zeigt sich, daß die Dampfaufnahme der Turbine von der Drehzahl durchaus nicht beeinflußt wird. Dem Drosseldruck von rd. 9 at entspricht ein Dampfgewicht $D \backsim 1600$ kg/st in jedem Falle — nur wird der Dampf verschieden gut ausgenutzt.

Dem entspricht der ganz verschiedene Zustand des Abdampfes im Abdampfstutzen; der Abdampf ist um so kälter — unterhalb der Grenzkurve um so nasser — je besser er zur Arbeitserzeugung ausgenutzt wurde. Die Dampftemperatur würde wieder zunehmen, wenn man die Drehzahl über den Scheitel der Leistungskurve hinaussteigern könnte, ohne das Laufrad in der Festigkeit überzubeanspruchen. — Besser als am Auspuff sieht man

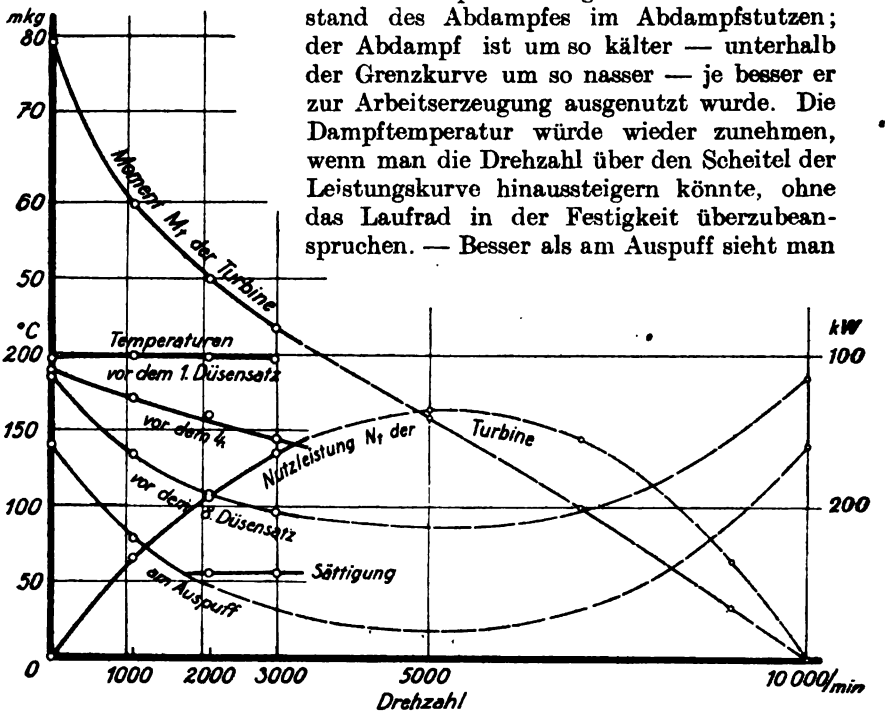



Fig. 64. Einfluß der Drehzahl auf den Leistungsumsatz und den Wärmeverbleib beim Dampfturbinenbetrieb.

das Gesetz in den Zwischenstufen ausgeprägt, in denen noch keine Sättigung vorkommt. Vgl. hierüber § 60.

Die Nutzleistung der Turbine erreicht ihren Höchstwert bei reichlich 5000 Uml/min; die Turbine ist nur für 3000 Uml/min bestimmt. Man darf hieraus nicht schließen, die Turbine sei schlecht bemessen. Bei solchem Urteil wäre der Zweck der Turbine zu beachten. Die in Rede stehende ist mit einer Dynamo gekuppelt; die *Leistungsparabel des gekuppelten Satzes* aber zeigt Fig. 65. Sie hat ihren Scheitel unweit 3000 Uml/min, und auf das Verhalten des ganzen Satzes kommt es an.

Man kann auch, obwohl es in der Wirklichkeit nicht als solches vorhanden ist, ein elektrisches Moment $M_{el} = 973 \cdot \frac{N_{el}}{n}$ berechnen; es ist

Digitized by Google

das jenes Moment, das für den Antrieb der Dynamo nötig wäre, wäre sie verlustfrei. Das Übergehen auf die — wenn auch irreale — Momentenkurve hat den Vorteil, daß man diese schwach gekrümmte Kurve gut extrapolieren und so den Freilaufwert $n \infty 8000$/min des Satzes finden kann, um daraus erst den abfallenden Ast der Leistungsparabel zu bestimmen, für den man ohne dies keinen Anhalt hat. —

Will man bei Vermehrung der Drehzahl statt der Dampfaufnahme lieber die Nutzleistung konstant halten, so muß der Drosseldruck und daher die Dampfaufnahme zunächst steigen, nach Erreichung des Scheitels der Leistungsparabel aber muß sie wieder fallen. Diese Zustände des Satzes sind dann unstabil.

Aus mehreren Versuchsreihen, bei deren jeder die Dampfaufnahme konstant gehalten wird, während man zwischen zwei Reihen auf einen anderen

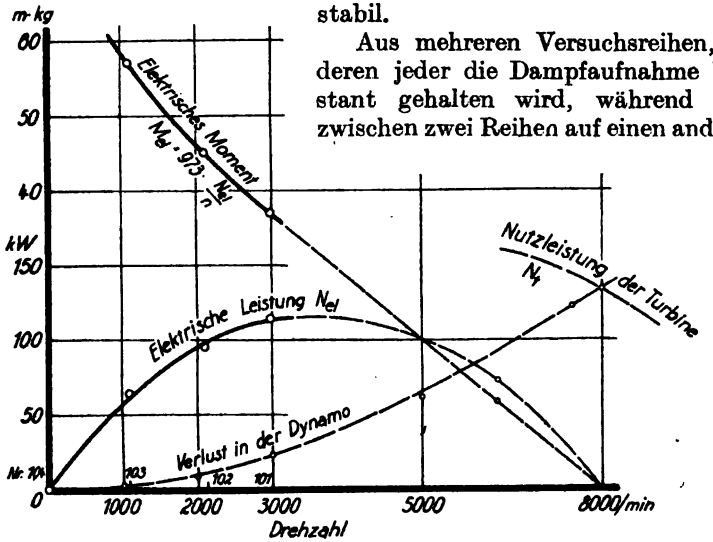



Fig. 65. Einfluß der Drehzahl auf die Leistung der Turbodynamo.

Wert geht, lassen sich die Diagramme, Fig. 66, 66a und 67, aufstellen; sie sind analog dem in § 140 für Ventilatoren zu besprechenden, gewissermaßen die Umkehrung desselben. In Fig. 67 ergibt sich die gestrichelte Linie günstigster Umlaufzahlen, die die Drehzahl $n = 3000$/min als für den Turbosatz günstigste hervortreten läßt. —

Über die *Versuchsausführung* sei folgendes bemerkt. Eine elektrisch belastete Maschine wird zum Nachlassen von der normalen Drehzahl gebracht, indem man durch Parallelschalten von weiterem Widerstand den äußeren Widerstand $W_a$ des Stromkreises vermindert, seine äußere Leitfähigkeit $1/W_a = J/E$ vermehrt. Aus den gemessenen Werten der Spannung und der Stromstärke in Verbindung mit dem Freilaufwert $J = 0$ des Maschinensatzes ergibt sich der Verlauf der in Frage kommenden Größen nach Fig. 68. Die Spannung ist — bei Fremderregung mit konstanter Stromstärke — der Drehzahl proportional; eigentlich gilt das für die elektromotorische Kraft, die aber im üblichen Belastungsbereich nur wenig von jener abweicht. Im Frei-

Digitized by Google

lauf kommt bei offenem Stromkreis die Stromstärke auf Null, die Spannung auf einen gewissen höchsten Wert. Der Verwirklichung dieses Grenzzustandes steht nur die Rücksicht auf die Festigkeit der umlaufenden Teile im Wege, vielleicht noch Rücksicht auf die Isolation der Wicklungen. Wollte man indessen die Turbine durch elektrische Belastung auf Drehzahlen unter 1000 bringen und sie dem Festbremsen nähern, so hätte man die Maschine kurzschließen müssen — $W_a = 0$ machen — und dagegen hat man Bedenken. Das Festbremsen des Maschinensatzes unterbleibt daher; beide Teile des Satzes werden an der Kupplung getrennt, und die *Turbine allein* wird am einfachsten dadurch *in festgebremstem Zustande* untersucht, daß man eine Stahlstange durch die Kupplung steckt, die mit ihrem Ende auf einer Brückenwage ruht. Die Tara und der Hebelarm zur Wage werden zunächst bestimmt, dann Dampf gegeben, bis der gewollte Drosseldruck erreicht ist, und nun das Anlaufmoment abgelesen. Dabei bemerkt man, daß die Gewichte auf der Wage in gewissen Grenzen geändert werden können, und doch Gleichgewicht zu beobachten bleibt. Das ist eine Folge der Reibung, die die Turbinenwelle in den Lagern erfährt. Das übliche Verfahren zu ihrer Ausschaltung ist, in ähnlichen Fällen, zunächst Gewichte auf die Gewichtsschale zu setzen, bis die Gewichte abwärts sinkend die Welle rückwärts drehen, sodann Gewichte von der Gewichtsschale zu nehmen, bis der Druck des Dampfes die Welle wieder vorwärts dreht. Der Unterschied beider Drehmomente ist das doppelte Moment der Reibung, der Mittelwert ist das Anlaufmoment der reibungsfrei gedachten Turbine. Natürlich sind die Gewichte in kleinen Stücken und vorsichtig auf- und abzunehmen. So war bei Versuch 104 der Hebelarm 1 m, die Tara 10,9 kg, entsprechend 10,9 mkg Tara-Moment; das Turbinenrad fiel zurück bei 91,8 kg Belastung der Wage, es ging vor bei 88,8 kg. Das Reibungsmoment des Turbinenrades ist also $\frac{1}{2} \cdot (91{,}8 - 88{,}8) = 1{,}5$ mkg, das Anlaufmoment bei 9,02 at Drosseldruck, 198° Dampftemperatur ist $\frac{1}{2} \cdot (91{,}8 + 88{,}8) - 10{,}9 = 79{,}4$ mkg. Dieser Punkt ist denn auch als Anlaufmoment der Turbine in Fig. 64 aufgenommen worden, er paßt befriedigend zu den auf elektrischem Wege gefundenen Momenten der umlaufenden Turbine.

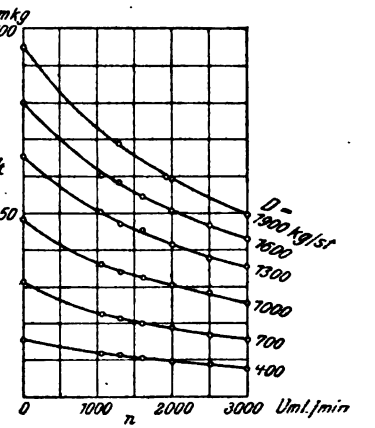
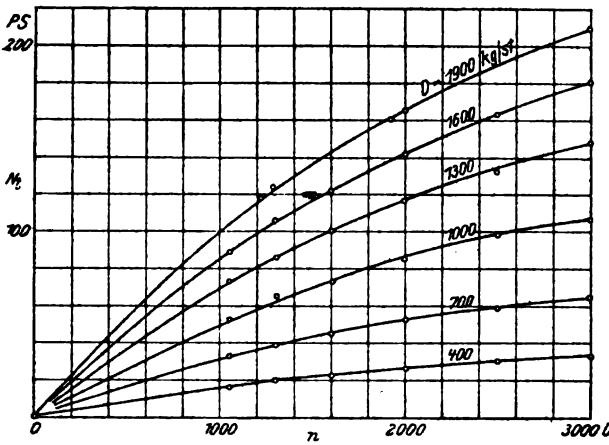


Fig 66. und 66a. Momentenlinien und

Die Unmöglichkeit, die Turbine elektrisch festzubremsen, war vorhin aus Bedenken wegen der Erwärmung gefolgert worden: die Stromstärke wächst schnell an, wenn man den äußeren Widerstand stark verkleinert. In Wahrheit ist dieses Bedenken gar nicht so durchschlagend, denn durch Erhöhung der Kupfer- und Wirbelstromverluste steigt die Stromstärke beim Kurzschließen der Maschine nur auf etwa das Doppelte der normalen. Das hält der Anker sehr kurze Zeit wohl aus, und nur bei

Digitized by Google

plötzlichem Kurzschließen pflegen die Anschlußenden mechanisch unter der zu starken Verzögerungskraft zu leiden. Dagegen ist theoretisch die Festbremsung unmöglich. Das erkennen wir wie folgt, und sehen dabei zugleich, daß man nicht ohne weiteres die Kurven der Fig. 68 nach links verlängern darf, etwa $E$ zum Nullpunkt und $J$ zur asymptotischen Annäherung an die Ordinatenachse. Für $n = 0$ ist nämlich jedenfalls $E = 0$. Auch für $W_a = 0$ hat aber der Stromkreis einen endlichen Widerstand $W$,




Leistungsparabeln der Dampfturbine.

bestehend aus dem Ankerwiderstand $W_A = 0{,}011\ \Omega$ und dem der Zuleitungen zum Schaltbrett, nach Tabelle 18 sind das $W_1 = 0{,}000\,63\ \Omega$, zusammen also rund $W = 0{,}012\ \Omega$. Wegen $J = E : W$ müßte also $J = 0$ sein. Schon für eine kleine, aber endliche Drehzahl würde also bei $W_a = 0$ ein Zustand eintreten, wo die geringe Leistung der Turbine durch die Erwärmung der Anker und Kabel aufgezehrt würde. Dazu kämen noch störende Erscheinungen an den Bürsten und der Einfluß des Querfeldes. — Es ist praktisch wertlos zu verfolgen, wie die Verhältnisse bei fortgesetzter Steigerung von $W_a$ verlaufen, wenn man die Widerstände $W_A$ und $W_1$ nicht mehr so vernachlässigen kann, wie Fig. 68 es tut. Es sollte nur dargetan werden, daß man im Verlängern von Kurven gegen die Grenzen, besonders gegen Null hin, vorsichtig sein muß.

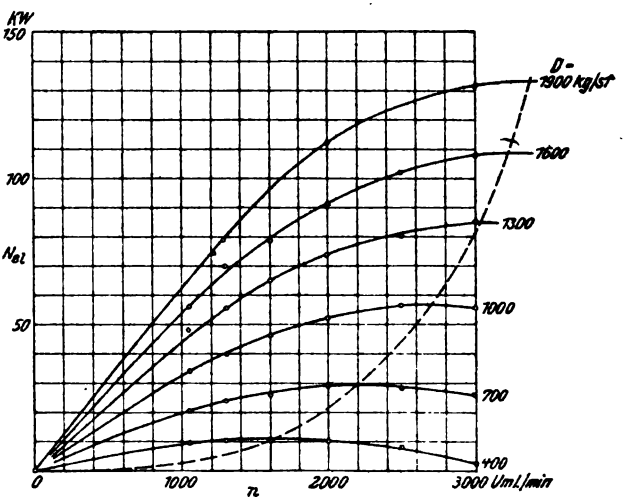



Fig. 67. Leistungsparabeln der Turbodynamo.

Man kann den Turbosatz ebensowenig frei laufen lassen, wie ihn fest-

Digitized by Google

bremsen. Rein mechanische Gründe sprechen dagegen. Die *abfallenden Äste der „Leistungsparabeln"* in Fig. 64 und 65 mußten also *ergänzt* werden. Das läßt sich direkt nur schlecht machen. Mehr Anhalt hat man für das Verlängern der fast geradlinigen Momentenlinien bis zum Schnitt mit der Abszissenachse; aus ihrem Verlauf werden dann einige Punkte der Parabel ergänzt: $N = 973 \cdot M \cdot n$, kleine Kreise in den Figuren.

Außerdem hat man noch einen Anhalt für das Aufzeichnen der Leistungsparabeln daraus, daß beide sich um die Verluste der Dynamo voneinander unterscheiden; die aber kann man durch einen Auslaufversuch oder nach der Methode des doppelten Auslaufes (Techn. Mess. S. 248) bestimmen. Durch einen solchen hat sich für unsere Dynamo

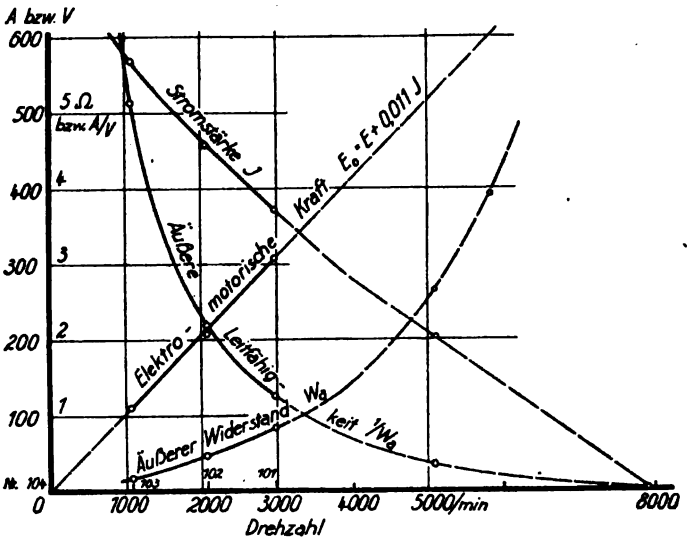



Fig. 68. Elektrische Belastung einer Turbodynamo.

ergeben (die Ermittlungen Techn. Mess. S. 249 beziehen sich auf die gleiche Dynamo, aber mit Turbine):

| $n$ = | 1000/min; | $V$ = | 2,45 kW | $\log n$ = | 3,000; | $\log V$ = | 0,389 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 2000 | | 9,2 | | 3,301 | | 0,964 |
| | 3000 | | 22,4 | | 3,477 | | 1,350. |

Wir haben zu den Werten der Drehzahl $n$ und der Verluste $V$ sogleich die Logarithmen ermittelt und tragen diese in einem Netz auf, Fig. 69. Es zeigt sich, daß der Verlauf der Logarithmenkurve geradlinig ist; wir können sie daher sicher verlängern, und entnehmen dem Bild weitere Werte:

| $n$ = | 5000/min | $\log n$ = | 3,699; | $\log V$ = | 1,785; | $V$ = | 61 kW |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 7000 | | 3,845 | | 2,085 | | 122. |

Zeichnen wir hiernach die Verluste abhängig von der Drehzahl auf, so

Digitized by Google

muß die Kurve der elektrischen Leistung (und des Momentes) da die Abszissenachse schneiden, wo (bei $n \sim 8000$/min) die Verluste gleich der Leistung der Turbine sind (Fig. 65).

Das Verfahren, an Stelle der Größen selbst (hier $n$ und $V$) irgendwelche Funktionen davon (hier $\log n$ und $\log V$) aufzutragen, um eine gut inter- und extrapolierbare Kurve zu erhalten, ist sehr allgemein anwendbar. Man spricht in der Mathematik von einer *Abbildung*: statt der Größen selbst werden Funktionen von ihnen der Betrachtung unterworfen, die sich bequemer behandeln lassen und deren jeder Punkt eindeutig einem Punkt der eigentlich zu behandelnden Kurve zugeordnet

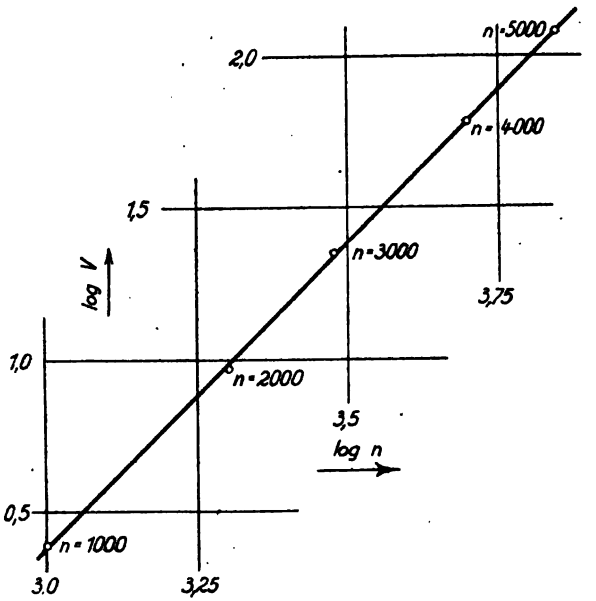



Fig. 69. Ermittlung der Verluste in der belastenden Dynamomaschine in einer Abbildung.

ist, ihn „abbildet". Man darf sich aber nicht durch die Sicherheit, mit der man die Extrapolation in dieser Form bewirken kann, verleiten lassen, sie für sehr genau zu halten. So deuten die Versuchspunkte der Fig. 69 eventuell schon auf einen leicht gekrümmten Verlauf der Abbildung.

Bekanntlich deutet der geradlinige Verlauf der Beziehung zwischen den beiden Logarithmenwerten an, daß zwischen $V$ und $n$ die Beziehung

$$V = a \cdot n^m$$

mit einem konstanten Exponenten $m$ gilt; dabei ist überdies

$$m = \operatorname{tg} \alpha = \frac{\Delta \log V}{\Delta \log n}$$

durch den Neigungswinkel $\alpha$ der Geraden gegen die Abszisse gegeben.

Digitized by Google

Nehmen wir die Differenzen $\Delta$ zwischen 1000 und 3000/min, so wird für unseren Fall

$$m = \frac{1{,}350 - 0{,}389}{3{,}477 - 3{,}000} = 2{,}02 \sim 2 .$$

Die Verlustkurve ist gut eine gewöhnliche Parabel

$$V = a \cdot n^2 .$$

Wenn man das erwartet, so kann man die Extrapolation auch in der Weise machen, daß man $V$ über $n^2$ statt über $n$ aufträgt. Auch so kommt man auf eine Gerade und daher auf bequeme Extrapolation. Fig. 263 in § 140 wird hierfür ein Beispiel sein.

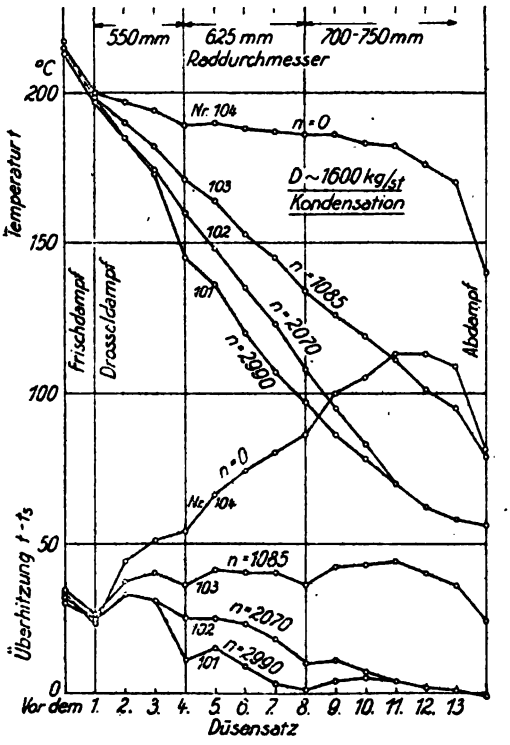



Fig. 70. Temperaturverlauf in den Turbinenrädern bei wechselnder Drehzahl.

**60. Zustandsänderung des Dampfes in der mehrstufigen Dampfturbine.** Es ist lehrreich, bei verschiedenen Versuchen der besprochenen Reihen Druck und Temperatur in einzelnen Stufen der Turbine zu messen, um daraus den Zusammenhang zwischen der Wärmeabnahme im Dampf und der auf die Turbinenräder übertragenen Arbeit zu erkennen. Die folgenden Versuche sind mit zu geringer Anfangsüberhitzung ausgeführt und geben daher keine so vollkommenen Ergebnisse, wie mit überhitztem Dampf zu erwarten wären, da im Sättigungsgebiet die Messung der Feuchtigkeit und damit des Wärmeinhaltes praktisch unmöglich ist.

Bei der in § 59, Tabelle 23 besprochenen *Reihe wechselnder Drehzahl bei unveränderter Dampfaufnahme* ergaben sich die Zahlen, deren einige schon in Tabelle 23 gegeben waren, und die ausführlicher in Fig. 70 bis 72 zur Darstellung gebracht sind.

An der mit 13 Rädern versehenen Turbine waren 14 Meßstellen (vor jedem Düsensatz und hinter dem letzten) vorhanden, die Messung von Druck und Temperatur war dadurch möglich; in Tabelle 23 sind nur einige der Stufen aufgenommen.

Digitized by Google

Der *Verlauf des Druckes* ist bei jeder Drehzahl etwa der gleiche, der *Verlauf der Temperatur* ganz verschieden. Die Temperatur sinkt um so tiefer, je mehr Leistung dem Dampf durch die Bewegung des Rades entzogen wird. In Fig. 70 ist außer den Temperaturen auch die Überhitzung aufgetragen. Für normale Drehzahl fällt die Temperatur schnell, die Überhitzung ebenso, dann hat man Sättigung, und in den letzten Stufen ist der Dampf fraglos schon naß. Ähnlich ist es noch bei 2070 Umläufen. Bei der festgebremsten Turbine dagegen fällt die Temperatur nur langsam ab, die Überhitzung steigt erheblich an. In allen Fällen kennzeichnen sich mehr oder weniger deutlich die Stufen, an denen der Laufraddurchmesser sich ändert, weil dort größere Strahlungsober-

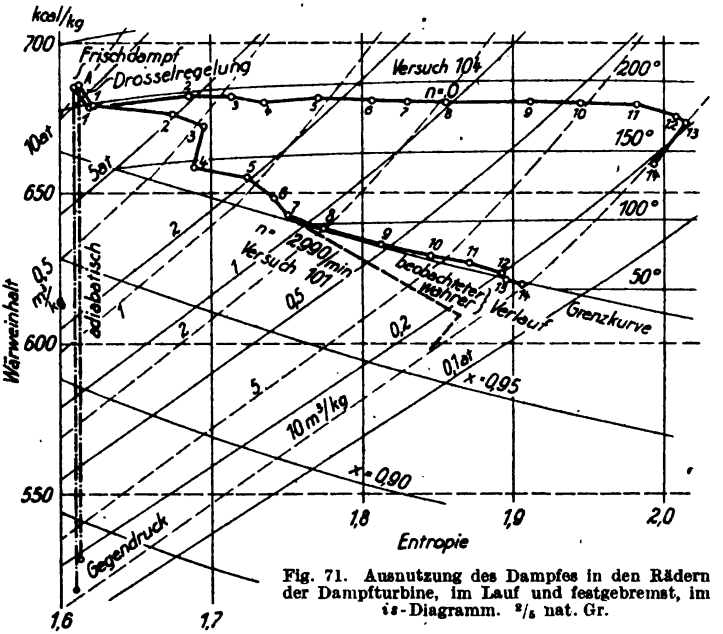



Fig. 71. Ausnutzung des Dampfes in den Rädern der Dampfturbine, im Lauf und festgebremst, im *is*-Diagramm. 2/5 nat. Gr.

flächen vorhanden sind. Der starke Temperaturabfall an der letzten Stufe ist durch die Verluste der Stirnfläche hervorgerufen.

Die Versuche für $n \sim 3000$ und für $n = 0$ sind in Fig. 71 in das $is$-Diagramm eingetragen. Bei Festbremsung vermindert sich der Wärmeinhalt $i$ kaum, dem Dampf wird keine Energie entzogen. Um so energischer wächst $s$, die Entropie, bei dem irreversiblen Vorgang. Bei voller Drehzahl ist die Grenzkurve nach dem gestrichelt angedeuteten Verlauf unterschritten zu denken, wenn man auch die Feuchtigkeit nicht hat messen können.

Der Temperaturverlauf, genauer der Verlauf des Wärmeinhalts, ist das genaue Gegenstück zum Verlauf der Leistungsaufnahme und trat in der Gesamtwirkung in Fig. 64 als solcher hervor. Man kann aber auch den Verlauf des Dampfzustandes zur annähernden Bestimmung des Anteiles der einzelnen Turbinenräder an der gesamten Arbeitsleistung



Digitized by Google

verwenden, und man kann andererseits aus der Dampfmenge und dem Druckabfall in den einzelnen Stufen auf die Querschnitte jedes einzelnen Düsensatzes schließen. Beides sei am Beispiel erläutert.

Die Arbeitsabgabe einer Turbine unterscheidet sich von der Wärmehergabe des Dampfes nur um die Wärmeverluste durch die Umflächen der Maschine. Das ändert sich durch die Reibung nicht. Das Verhältnis beider nannten wir in § 57, Tabelle 21 den Wirkungsgrad der Umsetzung. Derselbe war nur bequem bestimmbar, wenn auch der Abdampf noch überhitzt war — für unsere Turbine ist er daher im ganzen im normalen Betrieb nicht gut zu messen. Der Wirkungsgrad der Umsetzung ging über 80% und wird bei den nicht an den Stirnwänden liegenden Laufrädern noch höher sein. Da also die Abweichung von 100% nicht sehr groß ist, so ist die Verminderung des Wärmeinhaltes ein gutes Maß für den Arbeitsumsatz im betreffenden Rade, und man kann wenigstens für die ersten Räder folgende Untersuchung durchführen.

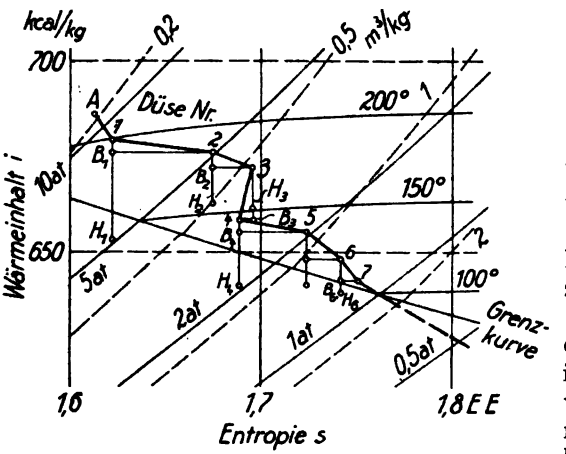



Fig. 72. Anteil der einzelnen Räder an der Dampfausnutzung, ermittelt am *is*-Diagramm, Versuch 101. 1/2 nat. Gr.

In Fig. 72 ist im *is*-Diagramm der Dampfzustand für Versuch 101 so wie in Fig. 71 eingetragen, soweit er im Überhitzungsgebiet verläuft und daher meßbar ist. Der Verlauf tritt als genauerer an die Stelle der Geraden *GD*, Fig. 60. In gleicher Weise wie dort läßt sich nun das im ersten Düsensatz verfügbare Wärmegefälle durch Ausmessen der Länge 1 $H_1 = 26{,}1$ kcal bestimmen; $H_1$ ist ein Punkt gleichen Druckes mit Punkt 2, der den Zustand hinter dem Rad 1 darstellt. Ausgenutzt wird hiervon höchstens die Strecke 1 $B_1 = 3{,}3$ kcal $= 12{,}6\%$; denn der Rest des Wärmeinhaltes ist im Dampf vor der zweiten Düse noch enthalten; vermutlich ist noch etwas weniger ausgenutzt, da ein Teil der 3,3 kcal auch auf Wärmeverluste zu rechnen sein mag; andererseits ist gerade in der ersten Stufe die Möglichkeit der Wärmezufuhr vom Regler her nicht ganz von der Hand zu weisen, das Ansteigen der Linie 1—2 im Stillstand des Rades, Fig. 71, weist darauf hin. Dort wird für die gleiche Dampfmenge eine Zunahme um $32{,}1 - 28{,}3 = 3{,}8$ kcal/kg ausgewiesen; danach mögen im Gang der Turbine $3{,}3 + 3{,}8 = 7{,}1$ kcal $= 27{,}2\%$ von 26,1 kcal umgesetzt sein. Keinesfalls aber ist der Umsatz günstig. Das mag wie folgt zu erklären sein. Dem Wärmegefälle von 26,1 kcal/kg $= 26{,}1 \cdot 427 = 11150$ mkg/kg $= 11150$ m $= H$ entspricht theoretisch eine Dampf-

Digitized by Google

geschwindigkeit $w_{th} = \sqrt{2g \cdot H} = 468$ m/sek. Bekanntlich werden günstige Umsetzungsverhältnisse bei Freistrahlrädern dann erreicht, wenn die Schaufelung rund die halbe Geschwindigkeit des auftreffenden Dampfstrahles hat. Die Schaufelung des ersten Laufrades hat, bei 550 mm Durchmesser und 2990 Umläufen minutlich, nur 86 m/sek Geschwindigkeit, bleibt also weit hinter der Sollgeschwindigkeit zurück, oder besser: der Druckabfall in der ersten Düse und daher die Dampfgeschwindigkeit ist zu groß für die Schaufelgeschwindigkeit, und daher ist die Ausnutzung schlecht.

Wir stellen die entsprechenden Ergebnisse für die anderen Stufen in Tabelle 24 zusammen, soweit die Stufen im Überhitzungsgebiet liegen.

**Tabelle 24. Ermittlung der Arbeitsverteilung auf die Räder einer Dampfturbine aus dem Dampfzustand. Versuch 101.**

| Stufe Nr. $z$ | Strecke $z H_z = \Delta i_{ad}$ | Strecke $z B_z = \Delta i$ | $\Delta i$ berichtigt | Wirkungsgrad $\eta = \Delta i : \Delta i_{ad}$ | Theor. Ausflußgeschw. $w_{th} = \sqrt{427 \cdot \Delta i_{ad} \cdot 2g} = 91{,}5 \sqrt{\Delta i_{ad}}$ |
|---|---|---|---|---|---|
| | kcal/kg | kcal/kg | kcal/kg | — | m/sek |
| Schaufelkranzdurchmesser 550 mm, Kranzgeschwindigkeit 86 m/sek. | | | | | |
| 1 | 26,1 | 3,3 | 7,1 | 27,2 | 468 |
| 2 | 13,3 | 4,0 | — | 30,0 | 334 |
| 3 | 10,7 | 13,8 | — | $>1$ | 299 |
| Schaufelkranzdurchmesser 625 m, Kranzgeschwindigkeit 98 m/sek. | | | | | |
| 4 | 17,1 | 3,2 | — | 18,6 | 378 |
| 5 | 14,0 | 7,1 | — | 50,7 | 342 |
| 6 | 8,8 | 5,6 | — | 63,6 | 272 |

Stufe 3 und 4 zeigen Unregelmäßigkeiten. Die naheliegende Vermutung, es handele sich um eine Einwirkung des Absatzes im Turbinengehäuse auf die Dampftemperatur, ist deshalb hinfällig, weil der Wirkungsgrad einmal $> 1$ wird, dafür zum Ausgleich das nächste Mal um so kleiner. Es handelt sich also offenbar um einen Meßfehler, der seinerseits allerdings durch den Einfluß des Absatzes im Gehäuse zu erklären sein wird: der Thermometerstutzen dürfte schlecht angebracht sein. Nimmt man für Zustand 4 bei gleichem Druck höhere Temperatur an, so kommt alles in Ordnung.

Sonst aber ist der so berechnete Wirkungsgrad — eigentlich Gütegrad mal Wirkungsgrad der Umsetzung — merklich um so besser, je mehr wir uns mit der Dampfgeschwindigkeit der doppelten Schaufelgeschwindigkeit nähern.

Im ganzen ist also der Dampfzustand in den Stufen ein bequemes Mittel zur Beurteilung der wirklich erzielten Leistungen. Im vorliegenden Fall hat die Turbine durchweg zu kleine Kranzgeschwindigkeiten im Vergleiche zur Dampfgeschwindigkeit. Schon Fig. 64 ergab dasselbe als durchschnittlich für die ganze Turbine gültig, aus Fig. 67 freilich gewannen wir für den Turbosatz ein besseres Bild.



Digitized by Google

Über den *Einfluß des Gegendruckes auf die Zustandsänderung in den Turbinenstufen* gibt Fig. 73 Auskunft, in der die Zustandsänderungen der gleichen Dampfmenge einmal bei Kondensationsbetrieb, einmal für Gegendruckbetrieb gegeben werden. Es sind die Versuche 101 und 105 der Tabelle 22, § 58 miteinander verglichen. Der Druckverlauf in den ersten Stufen wird sehr wenig durch den höheren Gegendruck des Auspuffbetriebes beeinflußt, wohingegen der Druck in den letzten Stufen überhaupt kaum noch abfällt, so daß er also schon bald, etwa in der 9. Stufe, fast genau Atmosphärenspannung erreicht, die letzten Stufen also nur noch in Dampf überall gleichen Druckes waten. Der Temperaturabfall ist ähnlich zu beurteilen; der Vergleich wird durch mangelhaft gleiche Anfangstemperatur erschwert; die stärkere Neigung des ersteren Teiles der Temperaturkurve mag durch die Überhitzung hervorgerufen sein. Das Aufzeichnen des *is*-Diagrammes analog scheitert für diese Versuche an der zu geringen Überhitzung.

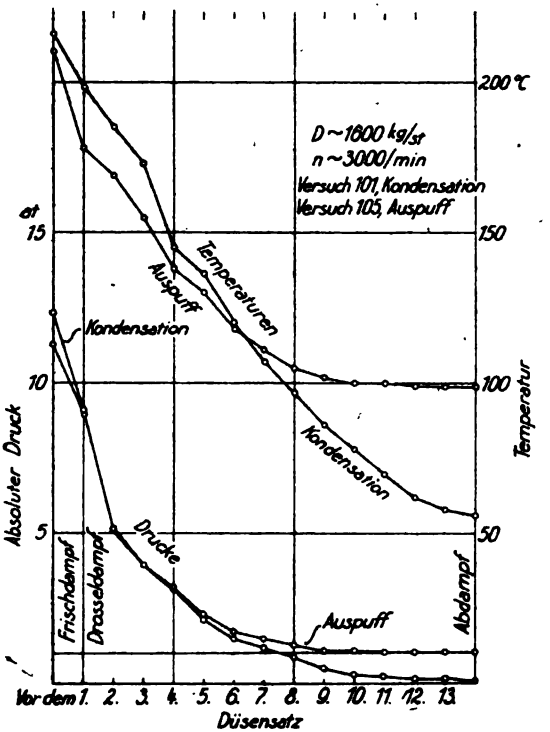



Fig. 73. Verlauf des Druckes und der Temperatur in den Turbinenrädern bei Auspuff und bei Kondensation.

Es erscheint eigenartig, daß in beiden Fällen die gleiche Dampfmenge von der Turbine aufgenommen wird, und daß sie dann mit so verschiedenem Druckabfall die Schaufelungen und Düsensätze der letzten Stufen durchläuft. Die Möglichkeit dessen wird noch in § 61, Tabelle 25 besprochen.

**61. Zustandsänderung des Dampfes innerhalb einer Düse; Ermittelung der Düsenquerschnitte.** Im vorigen Paragraphen wurde der Dampfzustand jedesmal gemessen, nachdem der Dampf in der Düse Geschwindigkeit angenommen und diese im Laufrad mehr oder weniger an den Schaufelkranz abgegeben hatte. Die Frage, auf welchem Wege der Dampf aus dem Anfangs- in den Endzustand einer bestimmten Stufe gekommen war, wurde insoweit berührt, als wir die Zustandsänderung im Düsensatz als adiabatisch annahmen, Fig. 72. Unter dieser Annahme läßt sich aber auch die Zustandsänderung innerhalb

Digitized by Google

der einzelnen Düse verfolgen. Das soll für den Versuch II, Tabelle 20 an der mit Gegendruck arbeitenden Turbine gezeigt werden, die nur 1 Druckstufe hat, und zwar an Hand des $i\,s$-Diagrammes, Fig. 74a.

Der Frischdampf hat den durch Punkt $A$ gegebenen Zustand, er wird bis $G$ gedrosselt. Der Zustand $D$ des Abdampfes ist auch bekannt. Die Expansion erfolgt in einer Stufe von 10,4 bis 1,52 at, das Druckverhältnis der Ausströmung ist $1{,}52 : 10{,}4 = 0{,}146$, also wesentlich kleiner als das „kritische" Druckverhältnis, das für überhitzten Dampf etwa zu 0,57 anzunehmen ist. Diesem kritischen Druckverhältnis entspräche vielmehr ein Mündungsdruck $p_m = 0{,}57 \cdot 10{,}4 = 5{,}9$ at. Die adiabatische Zustandsänderung in der Düse gibt die Senkrechte $GH$;

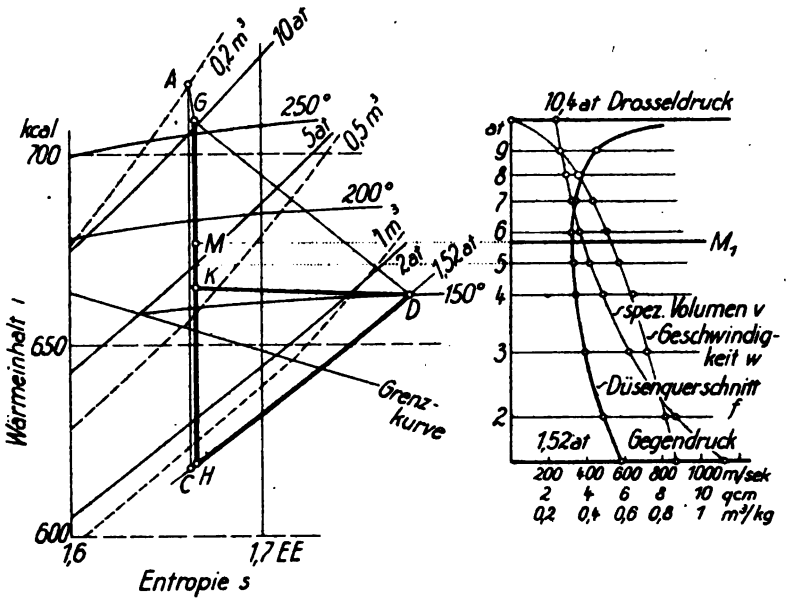



Fig. 74a und b. Dampfzustand und Düsenmaße bei einstufiger Umsetzung. Versuch II. Dampfmenge $D = 1620$ kg/st; Anfangszustand $G$: 10,4 at, 258°; Endzustand $D$: 1,52 at, 150°. $^1/_2$ nat. Gr.

auf ihr bedeutet Punkt $M$, bei 5,9 at gezeichnet, den Dampfzustand im engsten Querschnitt. Der Dampf ist bei $M$ noch überhitzt, bei $H$ aber feucht.

Bei der Expansion von $G$ bis $H$ sind nun $\Delta i = 708{,}9 - 618{,}9 = 90{,}0$ kcal an Wärmeinhalt verlorengegangen; sie treten, wenn wir von Reibungsverlusten absehen, voll als kinetische Energie des strömenden Dampfes in die Erscheinung. Der Inhalt des Dampfes an kinetischer Energie ist also $\Delta i = 90{,}0 \cdot 427 = 38\,400$ mkg, bezogen auf 1 kg Dampf, also auf die Masse $m = \frac{1}{9{,}81}\,ME$ (Masseneinheiten). Die Dampfgeschwindigkeit im Punkte $H$ ist $w = \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot \Delta i} = \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 38\,400} = 868$ m/sek. Da andererseits, ebenfalls dem $i\,s$-Diagramm zu entnehmen, im Zustande $H$ das spezifische Volumen $v = 1{,}12$ m³ kg ist,

Digitized by Google

so muß die Düse 1,12 m³/sek : 868 m/sek = 0,001 29 m² Endquerschnitt haben für je 1 kg/sek Dampfdurchgang. Diese Zahl ist noch unabhängig von der besonderen Turbinengröße und nur durch Anfang- und Endzustand des Dampfes bedingt; die untersuchte Turbine ließ $\frac{1}{3} \cdot 4860 = 1620$ kg/st = 0,45 kg/sek durch eine Düse gehen, die Düse sollte also 0,45 · 0,001 29 = 0,000 58 m² = 5,8 cm² Endquerschnitt haben, damit gerade im Endquerschnitt der Gegendruck erreicht wird.

Die gleiche Rechnung läßt sich für beliebige Punkte der Adiabaten, etwa für den Schnittpunkt mit der 5 at-Linie tun; die Ergebnisse sind in den Kurven Fig. 74b eingetragen. Das Wärmegefälle bis 5 at ist 38,0 kcal = 16 200 mkg, die Dampfgeschwindigkeit $w = \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 16\,200} = 564$ m/sek. Das spezifische Volumen entnehmen wir dem *is*-Diagramm zu 0,41 m³/kg, die Mündungsweite für 1 kg/sek mampfdurchgang wird 0,41 : 564 = 0,000 725 m², die wirkliche Düsenweite 0,45 · 0,000 725 = 0,00 033 m² = 3,3 cm².

Für so berechnete Punkte sind in Fig. 74b senkrecht die Wärmegefälle aufgetragen, die bis zu gewissen Drucken durchmessen sind, korrespondierend mit Fig. 74a. Wagerecht ist zunächst die Geschwindigkeit angetragen, die der Dampf dort angenommen hat; wegen $w^2 = 2g \cdot \Delta i$ ist sie eine Parabel. Das spezifische Volumen $v$ nimmt dauernd zu. Der erforderliche Düsenquerschnitt $f = \frac{v}{w}$ als Quotient der beiden mit entgegengesetzter Krümmung begabten Kurven erreicht einen Mindestwert $M_1$ bei dem oben schon berechneten Druck von 5,9 at = 0,57 · 10,4 at. Zu diesem Druck gehören die Werte: Geschwindigkeit $w_m = 520$ m/sek, spezifisches Volumen $v_m = 0{,}375$ kg/m³, wirkliche Düsenweite $f_m = 3{,}25$ cm².

Die $f$-Kurve gibt die Gestalt einer auf konstanten Wärmeumsatz pro Längeneinheit für die vorliegenden Druckverhältnisse berechneten Düse. Die Annahme konstanten Wärmeumsatzes hat aber nichts für sich. Man pflegt den Teil bis zur Mündung $M_1$ kürzer, den dahinter liegenden Teil schlanker zu gestalten, letzteres, um Ablösung des Dampfes von der Wandung zu vermeiden; solange das erfüllt ist, gilt unabhängig von dem ausgeführten Profil, daß die auf einer Wagerechten liegenden Werte von $v$, $w$ und $f$ einander zugeordnet sind, z. B. der Druck wird 5 at, das Volumen 0,41 m³/kg und die Geschwindigkeit 564 m/sek da betragen, wo gerade der Querschnitt 3,3 cm² vorhanden ist, nach der oben für 5 at gegebenen Rechnung.

Zur Beurteilung von Versuchsergebnissen dient die Bemerkung, daß unsere Düse einen engsten Querschnitt von $f_m = 3{,}25$ cm² jedenfalls hat, das ist durch die Aufnahme von 0,45 m³/st Dampfvolumen bewiesen. Daß sie indessen auch einen Endquerschnitt von gerade $F = 5{,}8$ cm² habe, ist nur eine Forderung, deren Erfüllung durch den Augenschein nachzuprüfen wäre. Nur bei einer Düse richtigen Endquerschnittes wird am Endquerschnitt von 5,8 cm² ein Druck von 1,52 at sich einstellen und der Dampf glatt aus der Düse in den Raum gleichen Druckes strömen; ist der Endquerschnitt ein anderer, so werden Unregelmäßig-

Digitized by Google

keiten am Düsenaustritt auftreten: ist der Endquerschnitt zu klein, so ist der Druck des austretenden Dampfes noch größer als der Gegendruck, der Drucküberschuß bleibt ungenutzt, führt zur Ausbreitung des Strahles und zu Schallschwingungen; ist der Endquerschnitt zu groß, so hätte die Expansion weiter gehen müssen als dem Gegendruck entspricht, die Geschwindigkeit hätte dadurch höher wachsen müssen als dem verfügbaren Druckgefälle entspricht und als dieses hergibt; da das dem Energiesatz widerspräche, so bleibt die Düse vom richtigen Querschnitt an ungenutzt und der Strahl löst sich dort von der Wand ab. — Im allgemeinen kann hiernach eine reichliche Länge der Düse weniger schädlich sein als eine knappe, da letztere zu mangelhafter Dampfausnutzung, erstere nur zu vermehrten Reibungsverlusten führt.

Es könnte übrigens schon als widersprechend dem Energiesatz erscheinen, daß in der Düse die Strecke $GH = 90{,}0$ kcal in kinetische Energie umgesetzt sein soll, während doch nur der Ordinatenunterschied von $D$ gegen $G$ im Betrage von 46,6 kcal dem Dampf entnommen erscheint. Trotzdem ist — wenn wir von einigen Hundertteilen Reibungsverlust in der Düse in verabredeter Weise absehen — wirklich die Geschwindigkeit von 868 m/sek zunächst entstanden; die hohe Lage des Punktes $D$ deutet nur an, daß die Geschwindigkeit nicht weiter als bis zu 90 kcal ausgenutzt worden ist.

Die gesamte Zustandsänderung des Dampfes geht also zunächst in der Düse jedenfalls längs der Senkrechten $GH$. Weiterhin erst ist der Dampf längs der Linie gleichen Druckes $HD$ in den Zustand $D$ gelangt, indem der Dampf nur einen Teil der Geschwindigkeit an das Laufrad abgab — was seinen thermischen Zustand nicht änderte — während der Rest im Dampf blieb und sich — im Laufrad oder hinterher — in Wirbelung verwandelte und als Wärmezufuhr im Dampf erscheint. Ob übrigens dieser Verlauf meßtechnisch zu beobachten wäre, bleibe dahingestellt; die hohe Dampfgeschwindigkeit würde das Thermometer so beeinflussen, daß es eine höhere Temperatur zeigt als die objektiv vorhandene; vielleicht kann man aber auch von einer objektiv vorhandenen Temperatur bei dem Dampf hoher Geschwindigkeit gar nicht sprechen, weil Temperatur und Geschwindigkeit nach der kinetischen Wärmetheorie wesensgleich sind und deshalb das Thermometer gleich beeinflussen; der Übergang zu Wirbelungen verwandelt nur die geordnete Geschwindigkeit des Dampfstrahles in die ungeordnete der Turbulenz. — Die Dampfnässe in $H$, das Fehlen derselben in $D$ wäre dagegen ein objektiv zu beobachtender Unterschied zwischen beiden Zuständen. —

Man kann dieselben Ergebnisse auch *rechnerisch ableiten* unter Benutzung der Formeln für den Ausfluß von Dampf.

Es kommt darauf an, ob das Druckverhältnis $p'' : p$ zu beiden Seiten der Mündung größer oder kleiner als das kritische Druckverhältnis $p'' : p' = 0{,}57$ (für gesättigten Wasserdampf, annähernd) ist. Für $p'' : p' < 0{,}57$ wird die für bestimmten Anfangsdruck maximale Ausflußmenge $G_m$ unveränderlich, wie weit auch der Gegendruck herab-

Digitized by Google

gehen möge; $G_m$ hängt nur von $p'$ ab. Es wird empirisch gegeben (Hütte, 21. Aufl., II, S. 223; 22. Aufl., I, S. 446; II, S. 219) ($p$ in at):

$$G_m = f_m \cdot 0{,}72 \cdot \sqrt{\frac{p'}{v'}} \text{ kg/sek} \cdot \text{mm}^2 \quad \ldots \quad (13a)$$

oder $$G_m = f_m \cdot (0{,}5\, p' + 0{,}1) \text{ kg/st} \cdot \text{mm}^2 \quad \ldots \quad (13b)$$

oder $$G_m = f_m \cdot 153\, (p')^{0{,}97} \text{ kg/sek} \cdot \text{m}^2 \quad \ldots \quad (13c)$$

Die drei Angaben führen auf fast gleiche Werte, wenigstens zwischen 3 und 15 at, dem Gültigkeitsbereich der Formel (13a).

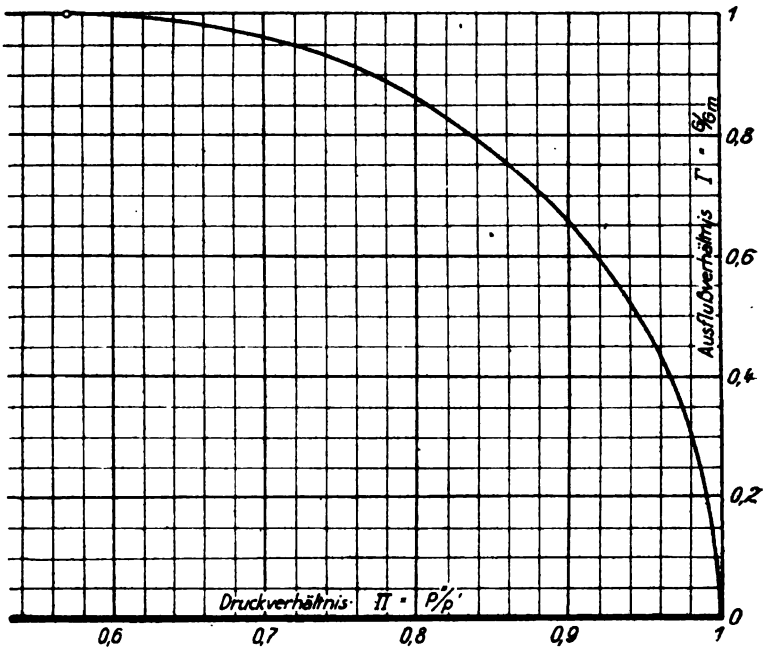



Fig. 75. Druck und Ausflußmenge bei Dampf.

Druckverhältnisse $p'' : p' > 0{,}57$ können durch Sinken des Anfangs- oder durch Steigen des Enddruckes entstehen. Die Ausflußmenge sinkt dann. Sie läßt sich berechnen aus der Formel ($p$ in at):

$$G = 100\, f_m \sqrt{2g \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p'}{v'} \left[ \left(\frac{p''}{p'}\right)^{2/k} - \left(\frac{p''}{p'}\right)^{1+1/k} \right]} \quad \ldots \quad (14)$$

aus der durch Differenzieren ein Höchstwert bei $\frac{p''}{p'} = 0{,}57$ mit der Ordinate gleichwertig Formel (13a) bis (13c) abgeleitet werden kann, bis zu dem die Formel nur gilt.

Um die unbequeme Berechnung nach Formel (14) zu umgehen, dividiert man (14) durch (13a); $p'/v'$ fällt heraus, und man kann $G/G_m = \Gamma$

Digitized by Google

abhängig von $p''/p' = \Pi$ zur Darstellung bringen, Fig. 75; wie jede dimensionslose Darstellung (§ 71, 141) hat diese den Vorteil der Verwendbarkeit für jeden Druck, soweit die Formeln (13a) bis (13c) genügend genau sind.

Nach Fig. 75, in Verbindung mit Formel (13a) bis (13c) sind nun die Berechnungen meist ebenso bequem zu machen wie in Fig. 74 nach dem $i\,s$-Diagramm geschehen.

So kann man bequem nachprüfen, *woher* es denn kommt, daß *die* in § 58 *untersuchte* 13stufige *Turbine in ihrer Dampfaufnahme* gar *nicht vom Gegendruck beeinflußt* wird, und daß die ersten Stufen den gleichen Druckabfall bei Kondensations- wie bei Auspuffbetrieb behalten, während nur die letzten Stufen die gesamten Druckänderungen ausgleichen. Wir machen die Nachprüfung in Tabelle 25, indem wir — nur für einige Stufen — den gesamten Querschnitt des betreffenden Düsensatzes aus den wirklich beobachteten Drucken und dem für alle Fälle gleichen Dampfgewicht berechnen; führt diese Berechnung für beide Betriebsarten auf den gleichen Querschnitt — der ja beidemal gleich sein muß —, dann ist die Einstellung der Drucke auf die gemessenen Werte erklärt. Wo der Dampf feucht ist, rechnen wir mit Sättigung, deuten aber durch ein Zeichen $<$ an, daß das Dampfvolumen in Wahrheit kleiner ist.

Tabelle 25. Verarbeitung einer bestimmten Dampfmenge (1610 kg/st) in einer Turbine bei verschiedenem Gegendruck.

| | Stufe | 1 | | 4 | | 8 | | 13 | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Versuch Nr. | 101 | 105 | 101 | 105 | 101 | 105 | 101 | 105 |
| 1 | Anfangsdruck $p'$ . . . . . at | 8,98 | 9,06 | 3,11 | 3,21 | 0,88 | 1,29 | 0,19 | 1,03 |
| 2 | Enddruck $p''$ . . . . . at | 5,08 | 5,18 | 2,12 | 2,31 | 0,53 | 1,10 | 0,16 | 1,03 |
| 3 | Druckverhältnis $p''/p'$ . . . . . — | 0,565 | 0,57 | 0,68 | 0,72 | 0,60 | 0,85 | 0,84 | $\sim$1,00 |
| 4 | Anfangstemperatur $t'$. . . . . °C | 197 | 178 | 145 | 138 | 97 | 105 | 58 | 99 |
| 5 | Adiabatisches Gefälle $\Delta i_{ad}$ . . . kcal | 25,7 | 21,5 | 16,0 | 14,5 | 17,8 | 6,3 | 5,1 | — |
| 6 | Spezif. Volumen beim Austritt $v''$ m³/kg | 0,37 | 0,33 | 0,84 | 0,78 | 3,0 | 1,56 | 9,6 | 1,67 |
| 7 | Dampfgeschw. $w = 91{,}5\sqrt{\Delta i_{ad}}$ . . m/sek | 463 | 424 | 366 | 348 | 386 | 230 | 207 | — |
| 8 | Endvolumen $D_v = D \cdot v''$ . . . . m³/st | 591 | 536 | 1340 | 1260 | $<$4800 | 2520 | $<$15500 | 2700 |
| 9 | Endquerschnitt $f = \frac{v}{3600} \cdot \frac{1000000}{w}$ mm² | 355 | 352 | 1020 | 1010 | $<$3460 | 3050 | $<$20800 | — |

Zunächst ist bei Stufe 1 das Druckverhältnis jedesmal etwa das kritische, $p'' : p' \sim 0{,}57$; Stufe 1 wird also kaum von dem Gegendruck beeinflußt; die höhere Temperatur im einen Fall ergibt zwar ein größeres Wärmegefälle und größere Geschwindigkeit, aber auch ein größeres Volumen der durchgehenden Dampfmenge; beides gleicht sich so ab, daß sich der Endquerschnitt der Düse aus beiden Versuchen fast gleich berechnet, nämlich zu $\sim$354 mm².

Dieser Ausgleich der Geschwindigkeits- gegen die Volumenwerte ist es überhaupt, worauf es ankommt. In der Stufe 4 ist bei Versuch 105 das Druckverhältnis dem Durchgang bereits merklich ungünstiger, aber

Digitized by Google

das durchgehende Volumen — bei gleichem Gewicht — ist soviel kleiner, des höheren absoluten Druckes wegen, daß die Rechnung beidemal auf den Düsenquerschnitt von 1010 bzw. 1020 mm² führt.

In Stufe 8 steigt das Druckverhältnis von 0,60 auf 0,85, wenn wir zum Auspuff übergehen. Aber das spezifische Volumen sinkt zugleich von 3,0 auf 1,56 m³/kg — Sättigung beidemal angenommen — und der Endquerschnitt berechnet sich beidemal zu etwas über 3000 mm². Immerhin sind diesmal die Zahlen um 14% verschieden — 3460 gegen 3050; man möchte das auf ungenaue Druckmessung zurückführen können; zum Teil wird der Unterschied aber auch dadurch seine Erklärung finden, daß bei Versuch 101, Kondensation, die vorhergehenden Stufen stärker zur Arbeit beigetragen haben, daß also der Dampf nasser, sein Volumen kleiner ist als bei Versuch 105. Wir tragen dem durch Vorsetzen des Zeichens $<$ vor die 4800 Rechnung und können dann das gleiche Zeichen vor die Zahl von 3460 mm² Düsenquerschnitt setzen.

In Stufe 13 endlich ist das Druckverhältnis bei Auspuffbetrieb der 1 unmeßbar nahe, gegen 0,84 bei Kondensation. Bei letzterer war noch 207 m/sek Dampfgeschwindigkeit vorhanden und nötig, da 15500 m³/st durch den Querschnitt gehen müssen, der sich zu 20800 mm² errechnet. Bei Auspuff ist das Dampfvolumen nur 2700 m³/st, und dem entspricht in 20800 mm² Querschnitt eine Dampfgeschwindigkeit $w = \frac{2700}{3600 \cdot 0{,}0208} = 36{,}0$ m/sek. Diese mäßige Dampfgeschwindigkeit, im Quadrat wirksam, ergibt einen entsprechend mäßigen Druckabfall; die zugehörige Geschwindigkeitshöhe ist $w^2 : 2g = 66{,}1$ m $= 66{,}1 : 427 = 0{,}155$ kcal/kg. Nach dem $i\,s$-Diagramm kommen in der Gegend des Atmosphärendruckes auf 0,1 at Druckunterschied ein adiabatisches Gefälle von 0,45 kcal/kg; der für die letzte Stufe zu erwartende Druckunterschied ist also

$$p' - p'' = \frac{0{,}155 \cdot 0{,}1}{0{,}45} = 0{,}034 \text{ at}.$$

Dieser Druckunterschied wäre an sich wohl erkennbar. Immerhin ist es nicht allzu auffallend, daß er der Messung entgangen war, indem beiderseits der Düse der gleiche Druck 1,03 at konstatiert worden war. — Es ist noch zu beachten, daß als $v''$ in der Rechnung das spezifische Volumen am Ende der adiabatisch gedachten Expansion eingeführt werden muß. Die höhere, in der folgenden Stufe gemessene Temperatur stellt sich erst ein, nachdem die gerichtete Strömung der Düse in Wirbelung aufgelöst ist (vgl. S. 199).

Die ganz verschiedene *Verteilung des Druckgefälles* in den beiden Fällen auf die Stufen ist also erklärt. Sie beruht letzten Endes auf der durch Fig. 75 gegebenen Beziehung[1]).

Die Düsen mit großem Druckabfall sorgen für konstanten Dampfdurchgang bei allen Druckabfällen, nehmen also jede Änderung des

[1]) Forner, Z. d. V. D. I. 1909, S. 674.

Digitized by Google

gesamten Druckgefälles ohne Änderung des Dampfdurchganges auf. Die Eigenschaft der in § 58 untersuchten Turbine, daß die Dampfaufnahme unabhängig vom Gegendruck ist, beruht darauf, daß für einen (den ersten) Düsensatz $p'' : p' < 0{,}58$ ist, und daß für die letzten Sätze der schon geringe Druckabfall noch dadurch sehr verkleinert wird, daß das zu bewältigende Volumen wegen des höheren absoluten Druckes abnimmt. —

**62. Grenzvakuum einer Dampfturbine.** Die geschilderten Verhältnisse erlauben uns auch, zu erklären, warum in Fig. 62, S. 183 die Kurven der Nutzleistung und des Gütegrades — entsprechend auch die anderen — nicht immer weiter steigen bei besser werdendem Vakuum. Es ergibt sich ein *Grenzvakuum*, unter dessen Wert herunter diese Turbine ein Vakuum nicht ausnutzen kann. Das Grenzvakuum ergibt sich für jede Dampfaufnahme aus der Bedingung, daß im letzten Düsensatz bekannten Querschnittes der Dampf nur eine begrenzte Geschwindigkeit annehmen kann; bei nicht erweiterten Düsen ist die höchst erreichbare Dampfgeschwindigkeit die Schallgeschwindigkeit

$$w_m = \sqrt{g\,k\,p\,v} \text{ m/sek} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (15)$$

sie tritt ein mit Erreichung des kritischen Druckverhältnisses $p'' : p' = 0{,}57$ zu beiden Seiten der letzten Stufe. In Formel (15) bedeutet $p$ und $v$ den Dampfzustand im Endquerschnitt der Düse, $g = 9{,}81\,\text{m/sek}^2$ die Erdbeschleunigung, $k$ das Verhältnis der spezifischen Wärmen, für gesättigten Dampf $k = 1{,}135$, für feuchten vom Dampfgehalt $x$ ist $k = 1{,}035 + 0{,}1\,x$. Nun ist für den Austritt noch bekannt aus Tabelle 25 und 18 der Austrittsquerschnitt des letzten Düsensatzes $F_{13} \sim 0{,}0208\,\text{m}^2$, das ausfließende Gewicht $G = 1610\,\text{kg/st} = 0{,}448\,\text{kg/sek}$; für trocken gesättigten Dampf kann man $p\,v$ annähernd konstant, für sehr niederen Druck $p\,v \sim 14\,500\,\frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} = 14\,500\,\frac{\text{m kg}}{\text{kg}}$ einführen, für nassen Dampf vom Dampfgehalt $x$ ist dann $p\,v = 14\,500\,x$. Dieses alles in (15) eingesetzt gibt für die beim Austritt vorhandene Geschwindigkeit

$$w_m = \sqrt{g \cdot (1{,}035 + 0{,}1\,x) \cdot 14\,500\,x} \quad \ldots\ldots \quad (16)$$

Der Dampfgehalt $x$ ist nun freilich unbekannt; er wird am Ende der Turbine vielleicht $x = 0{,}85$ sein; hiermit wird $w_m = 368\,\text{m/sek}$. Also ist das austretende Volumen $V_m = F_{13} \cdot w_m = 0{,}0208 \cdot 368 = 7{,}65\,\text{m}^3/\text{sek}$, und das spezifische Volumen beim Austritt des Dampfes $v = V_m : G = 7{,}65 : 0{,}448 = 17{,}0\,\text{m}^3/\text{kg}$ für Dampf mit $x = 0{,}85$; Dampf gleichen Druckes in gesättigtem Zustande hätte dann $17{,}0 : 0{,}85 = 20{,}0\,\text{m}^3/\text{kg}$, und dem entspricht ein Druck (Dampftabellen oder $i\,s$-Diagramm) $p_3' = 0{,}075$ at.

Dieses ist also der tiefste Gegendruck, den diese Turbine bei dieser Dampfaufnahme noch mit Erfolg verarbeiten kann — wobei allerdings noch zu untersuchen bliebe, ob nicht in einem anderen Düsensatz schon früher die Schallgeschwindigkeit erreicht würde, so daß schon vorher die Ausnutzung abgeschwächt würde. In Fig. 62 dürfen wir daher die Linien der Leistungshergabe und der Wirkungs- und Güte-

Digitized by Google

grade nicht über den Schnitt mit $p_s' = 0{,}075$ at nach links führen; in jener Gegend wenden die Kurven mindestens zur Wagerechten, der Gütegrad vermutlich zu schwachem Abfall. Fig. 62 zeigt jedoch, daß bis dahin die Turbine noch erheblich in der Ausnutzung gesteigert werden könnte: Das Vakuum der Kondensation ist für sie unzureichend.

Wollten wir hieraus den allgemeinen Schluß ziehen, ein Herabgehen des Gegendruckes unter 0,075 at sei ohne Nutzen für diese Turbine, so wäre das wieder falsch. Solche Behauptung, allgemein aufgestellt, wäre doch wohl für konstante Leistungsentnahme zu verstehen und nicht für konstante Dampfaufnahme. Für konstante Leistungsentnahme aber würde bei Verbesserung des Vakuums die Dampfmenge sich verringern, und daher die Grenze der Verbesserung des Verbrauches nicht so bald erreicht werden. —

Es soll des wesentlichen Umstandes noch gedacht werden, daß die Ermittlungen der letzten Paragraphen nur auf Druck- und Temperaturmessungen beruhen, die sich ohne Betriebsstörung und ohne Kosten machen lassen, sofern die Einrichtungen vorhanden sind, insbesondere die Anbohrungen.

**63. Umrechnungen auf vorgeschriebene Bedingungen.** Wenn bei Abnahmeversuchen *Abweichungen der Drehzahl* von der ausbedungenen vorkommen, so sind Berichtigungen deshalb allgemein nicht anzubringen; denn bei der Dampfturbine — im Gegensatz zur Kolbendampfmaschine — benutzen wir etwa den Scheitel der Leistungsparabel (§ 4), in dessen Nähe die Drehzahl ohne Einfluß ist. Doch sollen und können sich die Abweichungen in sehr mäßigen Grenzen halten.

*Abweichungen des Druckes und der Temperatur* des Frischdampfes sowie *Höherwerte des Gegendruckes* gegenüber den Sollwerten sollen in genügend engen Grenzen gehalten werden; sie werden berücksichtigt, indem man den Verbrauch umgekehrt proportional dem verfügbaren Wärmegefälle ansetzt. *Minderwerte des Gegendruckes* — besseres Vakuum beim Versuch als ausbedungen — können ebenso berücksichtigt werden, insoweit als man sicher ist, die Grenze der Ausnutzbarkeit des Vakuums (§ 62) nicht unterschritten zu haben. Sonst hat die bessere Qualität des Vakuums unbeachtet zu bleiben, oder — besser — man verschlechtert beim Versuch das Vakuum durch Lufteinlassen bis auf den Sollwert.

Bei Nachprüfung der erzielbaren Höchstleistung müssen Druck und Gegendruck ihren Sollwert haben, da beide Größen die Höchstleistung äußerst stark beeinflussen; man kann in Fällen, wo die Sollwerte nicht erreichbar sind, so vorgehen, daß man jeden der Werte etwas variiert, die Abhängigkeit graphisch aufträgt, und nun auf den Sollwert extrapoliert.

**64. Beispiel eines Versuchsberichtes.** Die Dampfturbodynamo (Fabrikat, Nummer) wurde auf Veranlassung von ..... einem Abnahmeversuch unterzogen, um nachzuprüfen, ob dieselbe die vom Lieferer zugesagten Gewährleistungen erfüllte. Diese Gewährleistungen sagten zu:

Digitized by Google

a) bei 110 kW elektrischer Leistung bei 225 Volt Spannung des Gleichstromgenerators einen Dampfverbrauch von 13,5 kg Dampf für die Kilowattstunde, vorausgesetzt einen Frischdampf, am Eintritt in die Turbine gemessen, von 10,5 at Überdruck und 220° C Temperatur, einen Kondensationsdruck, am Auspuff der Turbine gemessen, von 0,12 at absolutem Druck, und eine Drehzahl 3000 in der Minute;

b) außerdem soll bei Auspuffbetrieb eine Leistung von 60 kW erzielbar sein.

Vor Beginn der Versuche kam man überein, die „Normen für Leistungsversuche an Dampfkesseln und Dampfmaschinen" von 1899 als maßgebend anzusehen, soweit nicht der Turbinenbetrieb mit überhitztem Dampf eine besondere Beurteilung verlangt.

Nachprüfung der Zusage zu a. Am 1. Februar 1912 wurde ein Versuch durchgeführt, dessen Dauer wegen der Betriebsverhältnisse auf 25 min beschränkt werden mußte. Da die in je 5 min abgewogenen Kondensatmengen (133,6; 132,6; 2 × 132,8; 134,5 kg) befriedigend übereinstimmten, so liegen gegen die Versuchsdauer Bedenken nicht vor.

Die Ablesungsergebnisse im einzelnen sind der Tabelle 17 zu entnehmen. Die Ergebnisse der unmittelbaren Messung und der erforderlichen Berichtigungen sind folgende:

Drehzahl: 2998/min.

Elektrische Leistung: 234 Volt, 483 Amp; Leistung 113,0 kW am Schaltbrett. In der Zuleitung zum Schaltbrett ging 0,1 kW verloren, der Erregerstrom — der der Feldwicklung anderweit zugeführt wurde, Fremderregung — entsprach einschließlich des Verlustes in dem Feldregler 1,4 kW Leistung. Die Klemmenleistung der Dynamo ist also mit 113,0 + 0,1 — 1,4 = 111,7 kW anzusetzen. Die Abweichung vom ausbedungenen Wert (110 kW) beträgt + 1,55% (zulässig ± 7,5% Abweichung).

Dampfdruck: 10,2 at ÜD = 11,2 at abs.

Dampftemperatur: abgelesen im Mittel 215,5° C; Fadenkorrektion + 2,5°; Temperatur 218° C.

Gegendruck: abgelesen 63,7 cm Vakuum; Barometerstand 74,7 cm QuS; Gegendruck 0,15 at abs.

Dampfaufnahme: 1600 kg/st.

Dampfverbrauch: 1600 : 111,7 = 14,3 kg/kW · st.

Dieser Dampfverbrauch ist bei einem vom Sollzustand abweichenden Zustand der Maschine gemessen worden. Nach dem Mollierschen $i\,s$-Diagramm ergibt der verwendete Frischdampf (11,2 at; 218° C) bei der adiabatisch gedachten Expansion bis zu 0,15 at abs ein Wärmegefälle von 164,3 kcal bezogen auf 1 kg Dampf. Der ausbedungene Dampf (11,5 at abs, 220° C) hätte bei der adiabatischen Expansion bis zu 0,12 at abs ein Wärmegefälle von 172,5 kcal zur Verfügung gehabt. Die Abweichung des vorhandenen Druckgefälles vom vorgeschriebenen

Digitized by Google

beträgt also $-4{,}75\%$. Daher ist, auf die vorgeschriebenen Verhältnisse umgerechnet

$$\text{der gemessene Dampfverbrauch } 14{,}3 \cdot \frac{164{,}3}{172{,}5} = 13{,}66 \text{ kg/kW} \cdot \text{st}$$

$$\text{Der zugesagte Dampfverbrauch ist } \underline{13{,}50 \text{ kg/kW} \cdot \text{st}}$$

$$\text{Der Mehrverbrauch } 0{,}16 \text{ kg/kW} \cdot \text{st}$$

macht $+1{,}2\%$ der Zusage. Mit Rücksicht auf den in den Normen von 1899 zugelassenen Spielraum von $+5\%$ ist die Zusage als erfüllt zu betrachten.

Nachprüfung der Zusage zu b. Es wurde Luft in den Kondensator gelassen, im übrigen aber die Kondensation weiter betrieben und das Kondensat ebenso wie bisher abgepumpt. Die Belastung wurde so lange gesteigert, bis die Umlaufzahl abzufallen begann — bis die Reglerhülse aufsaß. Von dieser Grenze blieb man dann soweit entfernt, wie es ein sicherer Betrieb verlangt.

In dem so hergestellten Zustand wurde folgendes abgelesen:

Drehzahl: 3000/min.

Elektrische Leistung: 230 Volt, 271 Amp; Leistung 62,4 kW am Schaltbrett $= 62{,}4 + 0{,}1 - 1{,}3 = 61{,}2$ kW an den Klemmen der Turbine, bezogen auf Selbsterregung.

Die verlangte Leistung von 60 kW kann also hergegeben werden.

Ergebnis: Die gemachten Zusagen sind daher als erfüllt zu betrachten.

Besondere Beobachtungen, die gegen die Brauchbarkeit der Dampfturbine zum beabsichtigten Betriebe sprechen, wurden nicht gemacht.

(Ort, Datum, Unterschrift.)

## c) Kolbendampfmaschine.

### α) Verbrauchsversuche.

**65. Beispiel eines Verbrauchsversuches an einer Kolbendampfmaschine.** Ein Versuch an einer Dampfdynamo — einem Maschinensatz aus Dampfmaschine und Dynamomaschine, beide direkt miteinander gekuppelt — lieferte das Protokoll Tabelle 26. Die Ablesungsergebnisse sind gleich systematisch zusammengestellt und am Schluß zu einem gewissen Grade verarbeitet. Eine *schematische Darstellung der Versuchsanordnung* gibt Fig. 48, S. 155: die Dampfmenge wurde also hinter der Maschine gemessen. Die wirkliche *Dampfaufnahme D* der Maschine geht teilweise als Heizdampf (Manteldampf $D_m$) in die Mäntel des Hoch- und Niederdruckzylinders, zum weitaus größten Teil aber als Arbeitsdampf $D_a$ in den Hochdruckzylinder, weiter durch den Aufnehmer in den Niederdruckzylinder. Im Aufnehmer wird ein kleiner Teil abgeschieden, das bis dahin gebildete Kondensat: Aufnehmerkondensat $D'$. Nur der Rest $D'' = D_a - D'$, immerhin weitaus das meiste von der

Digitized by Google

Gesamtaufnahme, durchläuft den Niederdruckzylinder und wird hinter ihm niedergeschlagen und zur Messung gebracht.

In dieser Bezeichnungsweise ist also die Dampfaufnahme $D = D_a + D_m = D' + D'' + D_m$, und sie wird in Gestalt dieser drei Einzelmengen gemessen. Es steht natürlich frei, die Vereinzelung weiter zu treiben, etwa die Mantelkondensate vom Hoch- und Niederdruckzylinder einzeln zu messen, die hier vereinigt wurden.

Die Hauptmessung ist die des Abdampfes $D''$, der gegenüber die anderen beiden den Charakter als Korrektionen haben. In Tabelle 26 sind deshalb $D'$ und $D_m$ einfach durch Beobachten während der Versuchszeit (ohne Zwischenablesung) gemessen, bei $D''$ hingegen muß man sich unbedingt durch Zwischenablesungen der Meßgenauigkeit und des Beharrungszustandes vergewissern.

Das Kondensat $D''$ wird den Kondensator genügend kalt verlassen; die Mengen $D_m$ und $D'$ dagegen sind meist über 100° warm, dann würde also beim Austritt ins Freie soviel auf Kosten des Wärmeinhaltes des Restes verdampfen, daß der Rest nur noch 100° behält (bei normalem Barometerstand). Man muß, um richtig zu messen, das Kondensat vorher bis unter 100° kühlen (Fig. 48), und dann noch nötigenfalls durch Abdecken der Meßgefäße die Verdunstung einschränken.

Hinsichtlich der *Druckmessungen* empfiehlt es sich, noch den Druck $p'$ in den Mänteln der Zylinder zu notieren, der durch ein Minderventil meist kleiner gehalten wird als der Kesseldruck, ferner den Aufnehmerdruck $p_2$.

Bei kleiner Belastung an Mehrfach-Verbundmaschinen herrscht im Aufnehmer Unterdruck. Selten wird man dann die Ablaufmündung tief genug legen können, damit das *Aufnehmerkondensat* noch abläuft. Dann ist das Einfachste die Ableitung desselben durch ein Rohr zur Abdampfleitung, in der $D_a$ im ganzen gewogen wird. Um Dampfverluste durch diese Leitung zu vermeiden, setzt man an eine senkrechte Stelle derselben ein Wasserstandsglas, fügt ein Ventil hinter dieser Stelle in die Leitung und bedient das Ventil so, daß ein Wasserspiegel im Wasserstand erscheint. Bildet man jene senkrechte Stelle weit, als Gefäß aus, so kann man es kalibrieren und durch Bedienen des Ventiles abwechselnd voll- und leerlaufen lassen; dadurch bringt man das Aufnehmerkondensat noch (für eine Korrektion genügend genau) zur Messung. —

*Beispiel.* Am Amperemeter waren im Durchschnitt 495 A abgelesen worden; da das verwendete Instrument nach den Ergebnissen der Eichung eine Korrektion + 5 A hatte, so ist die Stromstärke 500 A; die Spannung wurde zu 228,4 V an dem richtig zeigenden Instrument direkt abgelesen. Aus beiden ergibt sich die elektrisch abgegebene Leistung $\frac{228{,}4 \cdot 500}{1000} = 114{,}2$ kW. Der Wirkungsgrad der Dynamomaschine bei dieser Belastung ist $\eta_{dyn} = 0{,}885$ bekannt; die von der Dynamomaschine aufgenommene, von der Dampfmaschine abgegebene Leistung ist $114{,}2 : 0{,}885 = 129{,}1$ kW oder $129{,}1 \cdot 1{,}36 = 175{,}6$ PS. — Von einer Berücksichtigung der Verluste in den Zuleitungen zum Schaltbrett (§ 49) wurde abgesehen.

Digitized by Google

Um den Dampfverbrauch zu finden, wurde die aus dem (Oberflächen-) Kondensator kommende Kondensatmenge 385,1 kg während der Versuchsdauer von 18,0 min aufgefangen; die Gleichmäßigkeit der Zwischenabschlüsse (127,8; 129,3; 128,0 kg in je 6 min) zeigte, daß die kurze Versuchsdauer von 18 min bei der großen Gleichmäßigkeit der Belastung genügend und daß der Beharrungszustand praktisch vorhanden sei. Auf die Stunde bezogen ist die Abdampfmenge $D'' = 385{,}1 \cdot \frac{60}{18} = 1284$ kg/st. Das aus dem Aufnehmer kommende Kondensat wurde während ebenfalls 18 min aufgefangen, es waren 21,9 kg, also 73,0 kg/st; die vom Hochdruckzylinder aufgenommene Arbeitsdampfmenge ist 1284 + 73,0 = 1357 kg/st. Aus den beiden Zylindermänteln wurden in 18 min 3,4 kg Heizkondensat aufgefangen oder 11,3 kg/st. Die ganze Dampfaufnahme der Maschine ist 1284 + 73,0 + 11,3 = 1368 kg/st; die Heizdampfmenge macht 0,9% der gesamten Dampfaufnahme aus.

Nun läßt sich der auf die Leistungseinheit bezogene Dampfverbrauch in mehrfacher Form berechnen. Für den ganzen Maschinensatz, bestehend aus Dampfmaschine und Dynamo, findet sich der (spezifische) Dampfverbrauch 1368 kg/st : 114,2 kW = 11,98 kg/kW · st. Für die Dampfmaschine allein ist der spezifische Dampfverbrauch auf die Nutzleistung $N_e$ der Maschine zu beziehen, er wird 1368 : 129,1 = 10,59 kg/kW · st oder 1368 : 175,6 = 7,79 kg/$PS_e$ · st.

Das Frischdampfmanometer zeigte 11,26 at Überdruck. Unter Berücksichtigung der Korrektion —0,05 at des Instrumentes ergibt sich der Überdruck des Frischdampfes zu 11,21 at; hinzu der Barometerstand 751 mm QuS = 1,02 at wird der absolute Druck 12,23 at; wir runden auf 12,25 at auf. Dabei hat der Dampf 208° Temperatur; letztere fand sich aus der Ablesung 204° und der Fadenkorrektion: Faden ab 100° herausragend, Fadentemperatur 40°; $FK = \frac{(208 - 100) \cdot (208 - 40)}{6300}$ = 4°; als Ablesung wurde nicht der Mittel-, sondern der Endwert eingesetzt, weil die Maschine noch der Beharrung zustrebte. Da die Sättigungstemperatur zu 12,25 at abs nach den Dampftabellen Tafel II (Hütte, 22. Aufl., I, S. 416) 187,8° C ist, so war der Dampf mäßig überhitzt, nämlich um 208 — 187,8 = 20°. Der Kondensationsdruck des Dampfes ergibt sich aus der Vakuumablesung 64 cm QuS Unterdruck, bei einem Barometerstand 751 mm QuS, zu 751 — 640 = 111 mm = 0,15 at abs (Techn. Mess. § 24), dem entspricht nach der Dampftabelle eine Kondensationstemperatur 53,7° C. Das in der Maschine ausgenutzte Druckgefälle ist 12,25 — 0,15 = 12,1 at (nicht: absolut!), das in der Maschine ausgenutzte Temperaturgefälle ist 208 — 53,7 = 154°.

Der Wärmeinhalt des Dampfes findet sich, wie in § 26 und 49 genauer angegeben, z. B. nach der Formel $i = 594{,}7 + 0{,}477\,t_1 - \mathfrak{S} \cdot p_1$ zu $i_1 = 594{,}7 + 0{,}477 \cdot 208 - 1{,}13 \cdot 12{,}25 = 680{,}0$ kcal/kg. Die 1368 kg stündlicher Dampfaufnahme hatten also einen gesamten Wärmeinhalt 1368 · 680,0 = 930 000 kcal/st. Zu seiner Erzeugung aus 20° warmem Speisewasser wären 1368 · 660 = 903 000 kcal/st nötig gewesen. Ausnutzbar war die Wärme nach Lage der Dinge, das heißt nach der

Digitized by Google

Güte der Kondensationsanlage bis herab zu 53,7° C Temperatur = 53,8 kcal/kg Wärmeinhalt des abfließenden Kondensates; es haben dem Dampf also 680,0 — 53,8 = 626,2 kcal/kg oder 1368 · 626,2 = 856 000 kcal/st im ganzen entzogen werden müssen, und ebensoviel ist ihm bei verlustfreier Rückspeisung wieder zuzuführen, um die gemessene mechanische bzw. elektrische Arbeit zu erzeugen. Diese andererseits hat im Wärmemaß folgende Werte: es ist (Techn. Mess. S. 203) 1 PS äquivalent = 632 kcal/st, oder 1 kW = 859 kcal/st. Die erzeugte elektrische Leistung ist also im Wärmemaß gleichwertig mit 114,2 · 859 = 98 000 kcal/st, der wirtschaftliche Wirkungsgrad des Maschinensatzes ist 98 000 : 856 000 = 0,115 oder 11,5%. Die erzeugte Nutzleistung der Dampfmaschine ist im Wärmemaß 129,1 · 859 = 111 000 kcal/st, der wirtschaftliche Wirkungsgrad der Dampfmaschine allein ist 111 000 : 856 000 = 0,130 oder 13,0%.

**66. Originalprotokoll und Versuchsbericht.** Das Originalprotokoll des Dampfverbrauchsversuches wird auf einem sorgfältig vorbereiteten Schema geführt, das bei gleichen Umständen nach Anweisung von Tabelle 26 gemacht werden kann. Über die apparativen Versuchsanordnungen ist im vorigen Paragraphen das Nötige gesagt. Für die Art der Ablesung sei das Folgende zur Verwendung nach Bedarf empfohlen.

Bekanntlich (Tech. Mess. § 86) sollen Momentablesungen (*Ablesungen von Zustandswerten*) gegen Ablesungen an integrierenden Instrumenten (*Ablesungen von Summen*) um die halbe Ablesungsperiode verschoben sein, da erstere den Mittelwert darstellen sollen für die Periode, für die aus letzteren ein Mittelwert erst aus Anfangs- und Endablesung berechnet wird. Daher sind in Tabelle 26 die Dampfdrucke immer gegen die Ablesungen des Umlaufzählers und der Kondensatwage versetzt.

Es ist nicht nötig, daß alle Ablesungen gleich oft erfolgen. Jede Ablesung kann um so seltener geschehen, je weniger die Größe sich ändert und zu Änderungen neigt. Deshalb sind in Tabelle 26 die elektrischen Instrumente und der Reglerhub doppelt so oft abgelesen worden wie der Druck und die Temperatur des Dampfes. Die Ablesung der elektrischen Größen erfolgt dann offenbar am besten nach $^1/_4$ und $^3/_4$ der Ablesungsperiode (die im Beispiel 6 min ist).

Durch diese Maßnahmen ergibt sich auch gleich eine *zeitliche Verteilung der Ablesungen* so, daß ein Beobachter sie nacheinander vornehmen kann. Soweit hiernach Momentanablesungen doch noch gleichzeitig zu machen sind (Volt- und Amperemeter, Reglerhub), werden sie möglichst schnell hintereinander gemacht; das genügt, da bei befriedigendem Beharrungszustand die Instrumente kaum schwanken. Wo aber zwei integrierende Instrumente, deren Angaben ja stetig fortschreiten, eigentlich gleichzeitig abzulesen wären (z. B. Umlaufzähler und Kondensatwage), da kann man sich helfen, indem man beide Ablesungen um 15 oder 30 sek gegeneinander verschiebt, dann aber je pünktlich zur Sekunde abliest. So kann es selbst ein einzelner Beobachter, der keine oder doch keine verläßlichen Hilfskräfte zur Hand hat, dahin bringen, daß er alle oder doch die maßgebenden Ablesungen selbst macht; bei großer Entfernung zwischen den Ablesungsstellen werden die



Digitized by Google

Tabelle 26. Protokoll über einen Dampf- an einer Kolbendampfmaschine mit direkt ge-

Danzig, 5. Januar 1912, 4·22 bis 4·40 nachmittags.

| Ablesung | +30 sek | | | +1,5; +4,5 min | | 0 | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Zeit | Umlaufzähler | | | Elektr. Leistung | | Dampfkondensat | | | | |
| | | | | | | Auspuff $D''$ | | | Aufnehm. $D'$ | Mäntel $D_m$ |
| | Stand | Diff. | Diff. | $E$ | $J$ | Stand | Diff. | Diff. | | |
| | | | /min | V | A | kg | kg | kg/min | kg | kg |
| 4·22 | 5075 | | | 229 | 495 | 186,2 | | | 4,3 | 4,0 |
| | | 695 | — | 229 | 493 | | 127,8 | — | | |
| 4·28 | 5770 | | | 228 | 495 | 314,0 | | | | |
| | | 694 | — | 228 | 493 | | 129,3 | — | | |
| 4·34 | 6464 | | | 228 | 498 | 443,3 | | | | |
| | | 694 | — | 228 | 498 | | 128,0 | — | | |
| 4·40 | 7158 | | | | | 571,3 | | | 26,2 | 7,4 |
| *18 min* | *2083 : 18 = 115,7/min* | | | *228,4* | *495 Korr. + 5 = 500* | *385,1 × 60/18 = 1284 kg/st* | | | *21,9 kg 73 kg/st* | *3,4 kg 11,3 kg/st* |
| | | | | *114,2 kW* | | *Arbeitsdampf 1357 kg/st* | | | | |
| | | | | | | *Gesamte Dampfaufn. 1368 kg/st* | | | | |
| | | | | | | *12,0 kg/kW · st* | | | | |

Ablesungsperioden natürlich groß, der Versuch muß dann länger dauern. Doch sieht man an den Zahlen der Tabelle 26, daß man unter günstigen Verhältnissen die Versuchsdauer recht kurz wählen kann und schon gleichmäßige Differenzen bekommt. — Die Zeitpunkte, zu denen die einzelnen Ablesungen gemacht werden sollen, sind in der obersten Zeile des Protokollkopfes neben dem Stichwort „Ablesung" vermerkt; so wurde der Umlaufzähler um 4 h 22 m 30 s und wieder um 4 h 28 m 30 s abgelesen, die elektrischen Instrumente um 4 h 23 m 30 s und wieder um 4 h 26 m 30 s.

Unter den Stichworten Umlaufzähler und Auspuffdampf findet sich eine dritte, im Protokoll Tabelle 26 nicht benutzte Spalte. Sie wird bei der Ablesung integrierender Instrumente zweckmäßig vorgesehen zu folgendem Zweck: Allgemein will man aus der Gleichmäßigkeit der Differenzen für gleiche Zeiträume auf die Genauigkeit der Messung und auf die Güte des Beharrungszustandes schließen. Nun kommt es aber vor, daß man durch Unachtsamkeit, oder weil gerade irgendeine Störung zu beseitigen ist, den richtigen Zeitpunkt der Ablesung versäumt und nun eine Ablesung $^1/_4$, $^1/_2$ oder 1 min zu spät macht. Die Zeitdifferenz vor der verschobenen Ablesung wird dann zu groß, die danach wird zu klein; ob die Umlaufdifferenzen stimmen, ist dann nur durch die Bezugnahme auf die normale Ablesungszeit zu erkennen. Da in Tabelle 26 eine solche Unregelmäßigkeit nicht vorkam, so wurden auch die schon vorbereiteten Spalten nicht benutzt. Vergleiche indessen die entsprechenden Spalten in Tabelle 17 und 46. — Wo mehrere Beobachter die Ablesungen der integrierenden Instrumente nicht direkt nach der Uhr, sondern auf ein Signal (Pfeife, Glocke) hin machen, zeigen sich

Digitized by Google

verbrauchsversuch Nr. 161.
kuppelter Dynamomaschine.
Barometerstand 751 mm QS = 1,02 at.

| +8 min | | | | +40 sek | | +1,5; +4,5 min |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Dampfdruck | | | | Dampftemperatur | | |
| Frischdpf. $p_1$ | Aufnehm. $p_2$ | Abdampf $p_3$ | Mäntel $p'$ | Frischdpf. $t_1$ | NDC $t_2$ | Reglerhub $r$ |
| at | at | cm | at | °C | °C | mm |
| 11,2 | 1,15 | — 64 | 1,8 | 202 | 125 | 14,5 |
| 11,2 | 1,15 | — 64 | 1,7 | 202 | 125 | 14,8 |
| 11,35 | 1,2 | — 64 | 1,75 | 203 | 126 | 14,8 |
| | | | | 204 | 124 | 14,8 |
| | | | | | | 14,0 |
| *11,26* | *1,17* | *— 64 cm* | *1,75* | *204°* | *125°* | *14,6 mm* |
| *— 0,05* | *+ 0,02* | *Vakuum* | *at ÜD* | *+ 4°* | | *Hub* |
| *Korrekt.* | *Korrekt.* | *+ 75,1 cm BSt* | *= 2,8* | *Fad Korr.* | | |
| *= 11,21 at ÜD* | *= 1,19 at ÜD* | *= 111 mm abs* | | *= 208° C* | | |
| *= 12,23* | *= 2,21* | *= 0,15* | | | | |
| *at abs* | | *at abs* | | | | |

auch wohl Differenzen in der Umlaufzahl und der Dampfmenge immer übereinstimmend zu groß oder zu klein. Dann darf man folgern, die Signale werden nicht genau gegeben, und erkennt den rein meßtechnischen Charakter des Fehlers, der durch Achtsamkeit und Übung — die in den einfachsten Handhabungen sichtlich sehr viel macht — zu beseitigen ist. Wenn nämlich der Fehler in der Maschine läge, so müßte dem höheren Dampfverbrauch eine höhere Leistung oder ein niedrigerer Dampfdruck zugeordnet sein (§ 67, 72), was dann ja auffiele; in jedem Fall müßte überdies dem höheren Dampfverbrauch ein Sinken des Reglers und daher niedrigere Drehzahl entsprechen (§ 70). — Man muß sich bei Unregelmäßigkeiten stets zunächst vergewissern, ob sie im Betriebe oder ob nur in der Meßmethode ihre Ursache haben. —

Wenn den Auftraggeber die Einzelablesungen des Versuchsprotokolls nicht interessieren, dagegen aber der Vergleich mit den Garantiezahlen für ihn wesentlich ist, so erhält er einen Versuchsbericht etwa nach dem Wortlaut von Tabelle 27.

**67. Versuchsreihe mit veränderlicher Belastung.** Zu Studienzwecken, oder um Unterlagen für Angebote bei irgendeiner Belastung zu gewinnen, verändert man die Belastung planmäßig und ermittelt für jede der Belastungen den Dampfverbrauch. Das gleiche wird bei Abnahmeversuchen nötig, wenn außer dem Verbrauch bei normaler Last noch Zahlen für Teilbelastungen und vielleicht auch für Überlastung festgelegt und nachzuprüfen sind.

Bei solcher Versuchsreihe wird jeder Versuch so ausgeführt wie der eben beispielsweise gegebene. Nach Beendigung eines Versuches wird die nächste gewünschte Belastung hergestellt, indem durch Verände-



Digitized by Google

Tabelle 27. Bericht über einen Dampfverbrauchsversuch, ausgeführt an der Längsverbundmaschine Fabriknummer X der Görlitzer Maschinenbau-Anstalt und Eisengießerei am 5. Januar 1912, behufs Nachprüfung einer Gewährleistung.

Durchmesser des Hochdruckzylinders 300 mm,
der Kolbenstange KS 90 mm,
Durchmesser des Niederdruckzylinders 480 mm,
der Kolbenstange DS 90 mm, KS 80 mm,
Gemeinsamer Hub 700 mm.

Der HDC hat zwangläufige Ventilsteuerung, der NDC hat Freifall-Ventilsteuerung.

Da die Zwischenablesungen eine sehr gute Übereinstimmung zeigten, andererseits längere Aufrechterhaltung der während der Versuchsdauer sehr gleichmäßigen Belastung wegen der Rücksicht auf den Nutzbetrieb untunlich war, so wurde die Versuchsdauer auf 18 min beschränkt; Zwischenwägungen ergaben durch die Übereinstimmung der Differenzen, daß die Messung befriedigend genau und der Beharrungszustand befriedigend erreicht war; die Messung der Dampfmenge erfolgte durch Abwägen des Kondensates. Es wurde gemessen:

| | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Kondensat aus dem NDC . . . . . | 385,1 kg | in | 18,0 min | = | 1284 | kg/st |
| Kondensat aus dem Aufnehmer . . . . . | 21,9 „ | „ | 18,0 „ | = | 73,0 | „ |
| Zusammen Arbeitsdampf . . . . . | | | | | 1357 | kg/st |
| Kondensat aus den Zylindermänteln (Heizdampf) . . . . . | 3,4 kg | in | 18,0 min | = | 11,3 | kg/st |
| Gesamte Dampfaufnahme . . . . . | | | | | 1368 | kg/st |

Der Dampf hatte im Mittel 11,21 at Überdruck = 12,25 at absoluten Druck und 208° C Temperatur; das Vakuum, gemessen unmittelbar am Auspuffstutzen, betrug 64 cm QuS; der Barometerstand war 751 mm QuS; der absolute Druck am Abdampfstutzen war demnach 0,15 at.

Die Belastung der Dampfmaschine erfolgte, indem die mit ihr gekuppelte Dynamomaschine auf einen Wasserwiderstand arbeitete; sie konnte sehr gleichmäßig gehalten werden und betrug im Mittel 500 A × 228,4 V = 114,2 kW. Der Wirkungsgrad der Dynamomaschine bei dieser Belastung wird von den Siemens-Schuckert-Werken zu 88,5% angegeben. Die Belastung der Dampfmaschine betrug also 129,1 kW oder 175,6 PS. — Die Umlaufzahl des Maschinensatzes war 115,7 in der Minute.

Der Dampfverbrauch der Dampfmaschine bei der Belastung von 175,6 PS ist also 1368 : 175,6 = 7,79 kg, bezogen auf die nützliche (effektive) Pferdekraftstunde.

Die Gewährleistung sagte bei 180 PS Belastung, 11,5 at Druck, 225° Temperatur, 80% Vakuum einen Dampfverbrauch von 7,6 kg zu, bezogen auf die nützliche Pferdekraftstunde. Die minutliche Umlaufzahl der Maschine war zu 115 angegeben worden. Diese Gewährleistung war auf Grund der Normen des Vereins Deutscher Ingenieure von 1899 nachzuprüfen.

Die Voraussetzungen der Gewährleistung sind befriedigend innegehalten worden, insbesondere wich die Belastung nicht mehr als + 7,5% von der vorausgesetzten ab. Die ermittelte Zahl des Dampfverbrauchs (7,79) ist 2,5% ungünstiger als die zugesagte (7,6), das ist weniger als 5%. Der Mehrverbrauch würde sich überdies durch Umrechnung auf den vorausgesetzten Zustand des Frischdampfes etwas verringern.

Die Gewährleistung ist demnach als erfüllt zu betrachten.

Ort, Tag, Unterschrift.

rung des äußeren Widerstandes die Stromstärke auf den richtigen Wert gebracht wird; die Spannung behält ihren Wert oder wird durch Bedienen des Feldreglers wieder auf ihn gebracht. Nachdem die Be-

Digitized by Google

lastung lange genug gehalten worden ist, um genügenden Beharrungszustand zu erzielen, beginnt der neue Versuch. Ganz entsprechend wird verfahren bei einer mechanischen Bremsung.

Jeder der Versuche wird ausgewertet wie das Beispiel in § 65; das Ergebnis einer ganzen solchen Reihe zeigt Tabelle 28 sowie Fig. 76 und 78.

Mit steigender Leistung steigt naturgemäß die Menge aufgenommenen Dampfes, und zwar im Grunde linear, jedoch mit einer leichten Krümmung aufwärts. Nach dem Zusammenhang, der in § 5 besprochen ist, folgt daraus für den (spezifischen) Dampfverbrauch $D/N_{el}$ der hyperbolisch abnehmende Verlauf, für den wirtschaftlichen Wirkungsgrad der hyperbolisch zunehmende Verlauf, den Fig. 76 und 78 erkennen läßt.

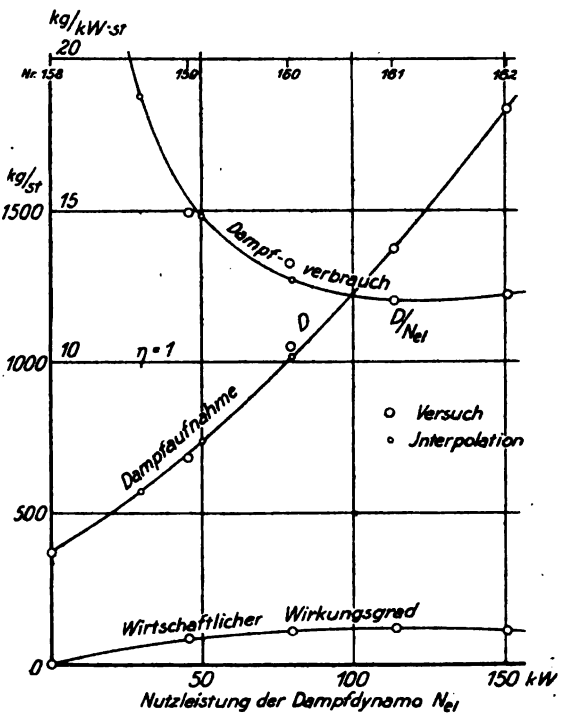



Fig. 76. Dampfdynamo bei wechselnder Leistung, Kondensationsbetrieb.

Der Zustand des Frischdampfes, das heißt also sein Druck und seine Temperatur, sowie der Gegendruck, im ganzen also das verwendete Wärmegefälle (S. 177) sollten bei allen Versuchen der Reihe die gleichen sein. Das sind sie auch grundsätzlich. Wenn genau gesprochen der Dampfdruck mit steigender Last etwas fällt, so hat das (§ 38) seinen Grund in dem mit zunehmender Dampfgeschwindigkeit wachsenden Druckverlust der Rohrleitung; daß die Dampftemperatur mit der Belastung ansteigt, ist eine Eigenschaft des Kessels (§ 30), die noch dadurch verstärkt wird, daß der Temperaturverlust in der Dampfleitung bei zunehmender Dampfmenge abnimmt (§ 38), weil, kurz gesprochen, bei größerer Dampfgeschwindigkeit der Dampf weniger Zeit zur Abkühlung hat. Der Kondensatordruck nimmt mit der Belastung etwas zu, das Vakuum ab; beim Kondensieren der größeren Dampfmenge läuft nämlich der Kondensator wärmer, mit der Kondensationstemperatur aber steigt der Kondensationsdruck nach der Spannungskurve. Allen diesen spontan eintretenden und daher normalen Änderungen könnte man entgegenarbeiten durch Regeln des Kesseldruckes, der Überhitzerklappen, der Kühlwassermenge; das ist unter-

Digitized by Google

blieben, weil es sich eben um normale Erscheinungen an der nicht künstlich beeinflußten Maschine handelt.

Die Drehzahl hält grundsätzlich der Regler konstant; daß sie mit steigender Leistung etwas abnimmt, ist eine bei allen auf gleiche Drehzahl geregelten Maschinen zu findende Erscheinung, die in den Eigenschaften des Reglers ihre Ursache hat (§ 146).

Auch die elektrische Spannung würde mit zunehmender Stromentnahme abgenommen haben, wenn man dem nicht durch verstärkte Erregung entgegengewirkt hätte; ohne dies wäre die elektromotorische Kraft infolge der Drehzahlverminderung zurückgegangen, und die Klemmenspannung wäre wegen des größeren Spannungsabfalles im Anker noch weiter zurückgegangen; durch Bedienen des Feldreglers sind diese Wirkungen nicht nur ausgeglichen, sondern sogar ins Gegenteil

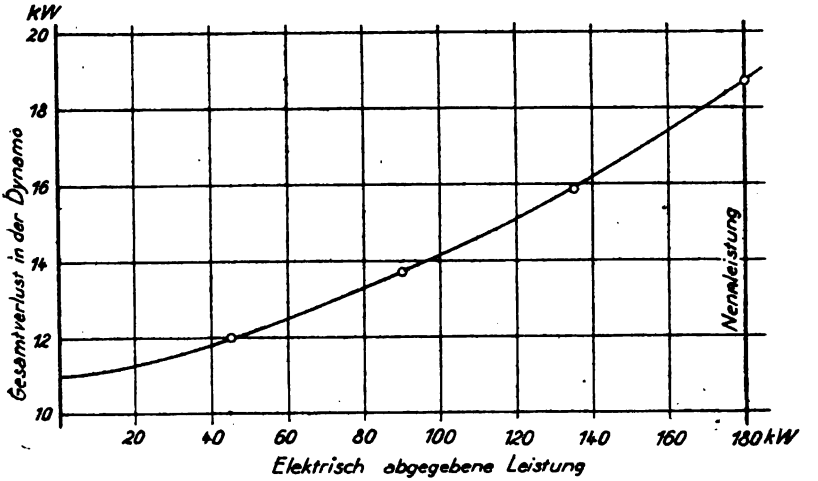



Fig. 77. Verluste in einer Dynamomaschine.

verwandelt, um einen entfernteren Verbrauchspunkt trotz wachsenden Spannungsabfalles der Leitung auf konstanter Spannung zu halten.

Zu erwähnen ist noch, wie man den Wert der Dampfmaschinen-Nutzleistung $N_e$ insbesondere für $N_{el} = 0$ ermittelt. Die Verluste der Dynamomaschine werden meist in Form einer Wirkungsgradkurve von der Erbauerin angegeben, oft auch in Form einer kurzen Tabelle, etwa wie folgt:

| | Vollast (180 kW) | 3/4 Last | 1/2 Last | 1/4 Last |
|---|---|---|---|---|
| Wirkungsgrad $\eta_{dyn}$ . . | 0,905 | 0,895 | 0,87 | 0,79 |

Für Leerlauf kann man eine Angabe nicht machen, oder vielmehr dabei ist stets $\eta = 0$, und die Antriebsleistung der Dynamo, die Nutzleistung der Dampfmaschine wird $N_e = \frac{N_{el}}{\eta_{dyn}} = \frac{0}{0}$, also unbestimmt. Außerdem kann man schwerlich gerade die angegebenen Punkte gebrauchen, weil die wirklich verwendeten Belastungen nicht glatte Bruchteile der Vollast sind. Man berechnet deshalb zweckmäßig den Verlust

Digitized by Google

Tabelle 28. Dampfverbrauch und wirtschaftlicher Wirkungsgrad einer Dampfdynamo. Kondensationsbetrieb.

| | Versuch Nr. | 158 | 159 | 160 | 161 | 162 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Drehzahl $n$ . . . . . /min | 120,8 | 119,8 | 118,0 | 115,7 | 113,5 |
| 2 | Stromstärke $J$ . . . . . A | 0 | 203,5 | 350 | 500 | 653 |
| 3 | Spannung $E$ . . . . . V | 224 | 224,5 | 226,5 | 228,4 | 230,5 |
| 4 | Elektr. Leistung $N_{el} = \frac{E \cdot J}{1000}$ . . . kW | 0 | 45,7 | 79,2 | 114,2 | 150,5 |
| | Dampfaufnahme: | | | | | |
| 5 | Arbeitsdampf aus NDC . . . kg/st | 318 | 648 | 936 | 1284 | 1744 |
| 6 | Arbeitsdampf aus Afp $D'$ . . „ | 19 | 23 | 74 | 73 | 48 |
| 7 | Zusammen $D_e$ . . . . . „ | 337 | 671 | 1010 | 1357 | 1792 |
| 8 | Manteldampf $D_m$ . . . . . „ | 28 | 13 | 40 | 11 | 45 |
| 9 | Insgesamt $D = D_e + D_m$ . . „ | 365 | 684 | 1050 | 1368 | 1837 |
| 10 | Dampfverbrauch der Dampfdynamo $\varepsilon = D/N_{el}$ . . . kg/kW·st | ∞ | 14,95 | 13,25 | 12,0 | 12,2 |
| 11 | Verlust $V$ in der Dynamo. . . . kW | 11,0 | 12,0 | 13,2 | 14,9 | 16,9 |
| 12 | Nutzleistung der Dampfmaschine $N_e = N_{el} + V$ . . . . . „ | 11,0 | 57,7 | 92,4 | 129,1 | 167,4 |
| 13 | Dampfverbrauch der Dampfmaschine $\varepsilon' = D/N_e$ . kg/kW·st | 33,2 | 11,85 | 10,9 | 10,6 | 10,95 |
| 14 | Frischdampfdruck $p_1$ . . . . . at abs | 12,65 | 12,35 | 12,2 | 12,25 | 12,1 |
| 15 | Aufnehmerdruck $p_2$ . . . . . „ | 0,54 | 0,94 | 1,43 | 2,21 | 3,4 |
| 16 | Kondensationsdruck $p_3$ . . . . „ | 0,07 | 0,11 | 0,12 | 0,15 | 0,19 |
| 17 | Frischdampftemperatur $t_1$ . . . . °C | 191 | 192 | 198 | 208 | 236 |
| 18 | Wärmeinhalt des Frischdampfes $i_1$ nach Formel kcal/kg | 670 | 670 | 674 | 680 | 696 |
| 19 | Flüssigkeitswärme $q_2$ entsprechend $p_2$ . . . . . „ | 38,6 | 47,5 | 49,3 | 53,8 | 58,6 |
| | Wirtschaftlicher Wirkungsgrad: | | | | | |
| 20 | d. Maschinensatzes $\eta_w = \frac{859 \cdot N_{el}}{D \cdot (i - t_3)}$ — | 0 | 0,092 | 0,104 | 0,115 | 0,111 |
| 21 | d. Dampfmaschine $\eta_w = \frac{859 \cdot N_e}{D \cdot (i - t_3)}$ — | 0,042 | 0,116 | 0,121 | 0,130 | 0,123 |

$V = N_e - N_{el} = \frac{N_{el}}{\eta_{dyn}} - N_{el}$; dieser wird nämlich auch für $N_{el} = 0$ von Null verschieden, etwa $V_0$, und dann ist für Leerlauf, jedoch bei voller Erregung auf Betriebsspannung, $N_e = V_0$. Der Leerlaufverlust $V_0$ aber ergibt sich graphisch. Man berechnet also

| | Vollast (180 kW) | ¾ Last | ½ Last | ¼ Last | |
|---|---|---|---|---|---|
| Belastung $N_{el}$ . . . | 180 | 135 | 90 | 45 | kW |
| Dynamoverluste $V$ . | 18,7 | 15,9 | 13,7 | 12,0 | „ |

Das ergibt die Kurve Fig. 77, und aus ihr folgt der Verlust für jede beliebige Belastung durch Interpolieren, auch $V_0 = 11{,}0$ kW. Zum Auftragen der Kurve dient noch, daß sie wagerecht an die Ordinatenachse anlaufen muß. — Während es sich sonst immer sehr empfiehlt, alle Skalen graphischer Darstellungen von Null beginnen zu lassen, um Verzerrungen zu vermeiden, kann für solche Interpolationskurven, um großen Maßstab zu bekommen, die Verwendung nur gerade des nötigen

Digitized by Google

Bereichs zweckmäßig sein. — In Tabelle 28 ist immer gleich mit Verlusten $V$, entnommen aus Fig. 77, gerechnet.

Der *Versuch bei Leerlauf*, $N_{el} = 0$, sollte als charakteristischer Fall tunlichst immer vorgenommen werden. Der wirtschaftliche Wirkungsgrad des Maschinensatzes wird dabei Null, der Dampfverbrauch, auf die elektrische Leistung bezogen, unendlich (asymptotische Annäherung).

In den Schaubildern fallen die Versuchspunkte (große Kreise) etwas aus der Reihe; trotzdem kann man befriedigend genau eine wahrscheinliche Kurve der Dampfaufnahme auffinden. Hinsichtlich der Verbrauchskuve hingegen fühlt man sich leicht unsicher, teils wegen

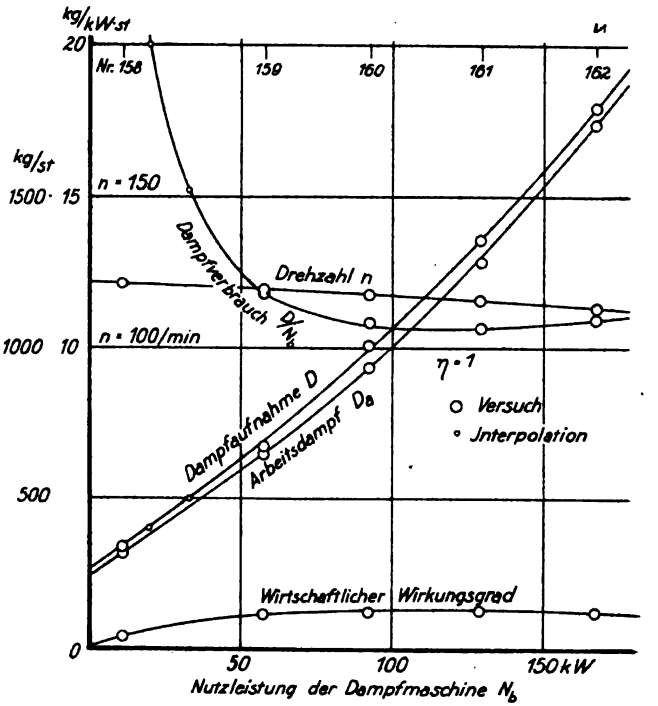



Fig. 78. Dampfmaschine bei wechselnder Leistung, Kondensationsbetrieb.

des hyperbolisch gekrümmten Charakters derselben, teils auch weil der Leerlaufversuch fortfällt und nur die Asymptote gibt. Man macht das Auftragen der Verbrauchskurven viel sicherer, indem man einige Werte der Aufnahmekurve interpolierend festlegt und die zugehörigen Verbrauchswerte berechnet (kleine Kreise; in Fig. 76 ergibt sich aus $N_{el} = 50$ kW, $D = 740$ kg/st der Verbrauch $D/N_{el} = 14{,}8$ kg/kW · st). In dieser Weise gelangten wir in Fig. 76 zu der ausgezogenen Verbrauchskurve, die der Aufnahmekurve richtig zugeordnet ist; ohne diese Maßregel hätte man durch die Versuchspunkte eher eine Verbrauchskurve gelegt, die mit der Aufnahmekurve überhaupt nicht verträglich ist. — Dieses Verfahren ist natürlich allgemeiner verwendbar;

Digitized by Google

man sollte beim Verwerten mehrerer einander in dieser Weise zugeordneter Punktreihen stets darauf acht geben, daß auch die Kurven einander zugeordnet bleiben.

Übrigens erkennt man noch aus den Kurven der Fig. 78, daß das Streuen der Kurven ganz überwiegend in der ungenauen Bestimmung der Manteldampfmengen begründet ist. Der Aufnehmerdampf dagegen geht durchaus gesetzmäßig: er nimmt zunächst mit der gesamten Dampfmenge zu, späterhin wegen der steigenden Dampftemperatur nimmt er ab.

Tabelle 29. Dampfverbrauch einer Dampfdynamo im Auspuffbetrieb. BSt. 740 mm = 1,01 at.

| | Versuch Nr. | 164 | 165 | 166 | 167 |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Drehzahl $n$ . . . . . /min | 119,7 | 118,3 | 115,9 | 113,5 |
| 2 | Elektr. Leistung $N_{el} = \frac{E \cdot J}{1000}$ . . kW | 0 | 33,9 | 67,8 | 117,4 |
| | Dampfaufnahme: | | | | |
| 3 | Arbeitsdampf aus NDC . . . kg/st | 604 | 853 | 1152 | 1716 |
| 4 | Arbeitsdampf aus Afn. $D'$ . . „ | 24 | 44 | 45 | 10 |
| 5 | Zusammen $D_a$ . . . . . „ | 628 | 897 | 1197 | 1726 |
| 6 | Manteldampf $D_m$ . . . . . „ | 16 | 18 | 16 | 12 |
| 7 | Insgesamt $D = D_a + D_m$ . . . „ | 644 | 915 | 1213 | 1738 |
| 8 | Dampfverbrauch der Dampfdynamo $\varepsilon = D/N_{el}$ . kg/kW·st | $\infty$ | 27,0 | 17,9 | 14,8 |
| 9 | Frischdampfdruck $p_1$ . . . . at abs | 12,2 | 12,25 | 12,2 | 12,1 |
| 10 | Aufnehmerdruck $p_2$ . . . . . „ | 2,06 | 2,88 | 4,06 | 6,5 |
| 11 | Kondensationsdruck $p_3$ . . . „ | 1,01 | 1,01 | 1,01 | 1,01 |
| 12 | Frischdampftemperatur $t_1$ . . . . °C | 189 | 189 | 197 | 216 |
| 13 | Wärmeinhalt des Frischdampfes $i_1$ nach Formel . kcal/kg | <668,3 | <668,3 | 673,8 | 684,9 |
| 14 | Flüssigkeitswärme $q_3$ entsprechend $p_3$ . . . . . °C | 99,9 | 99,9 | 99,9 | 99,9 |
| 15 | Wirtschaftl. Wirkungsgrad des Maschinensatzes $\eta_w = \frac{859 \cdot N_{el}}{D \cdot (i - q_3)}$ — | 0 | >0,0560 | 0,0836 | 0,0993 |

Endlich sei noch bemerkt, daß man beim Zusammenstellen der Schaubilder insofern sachlich vorgehen sollte, als man nur Größen als abhängig voneinander aufträgt, die — vorbehaltlich sekundärer anderer Einflüsse — in erster Linie voneinander abhängen. Fig. 76 und 78 wurden deshalb zu zwei Schaubildern auseinander gezogen, weil es unsachlich gewesen wäre, $D/N_{el}$ über $N_b$ oder den wirtschaftlichen Wirkungsgrad der Dampfmaschine über $N_{el}$ aufzutragen, weil diese Größenpaare nur durch die Dynamomaschine hindurch in Beziehung zueinander gesetzt sind.

**68. Versuchsreihe mit Auspuffbetrieb.** Der Dampf wird zwar in einen Kondensator geführt und behufs Messung durch Kühlwirkung des Wassers niedergeschlagen, aber der Kondensator bleibt belüftet, und dadurch wird die Bildung von Vakuum vermieden. Der Dampf

Digitized by Google

geht dann aus dem Niederdruckzylinder zwar nicht in die Atmosphäre, aber doch in einen Raum atmosphärischen Druckes: die Maschine arbeitet im Auspuffbetrieb.

Die Messungen und die Auswertung des einzelnen Versuches sind genau wie bei Kondensationsbetrieb, § 67. Nur die Messung des Kondensatordruckes entfällt, der Gegendruck ist einfach gleich dem Barometerstand; bei längerer Auspuffleitung allerdings bildet sich der Widerstand der Rohrleitung zu einem Gegendruck aus, den man zugunsten der Maschine feststellen sollte durch Anbringen eines Quecksilbermanometers am Abdampfstutzen der Maschine.

Die Ergebnisse einer Versuchsreihe mit wechselnder Belastung zeigt Tabelle 29 und später Fig. 82. Die Ergebnisse sind durchaus analog denen bei Kondensationsbetrieb.

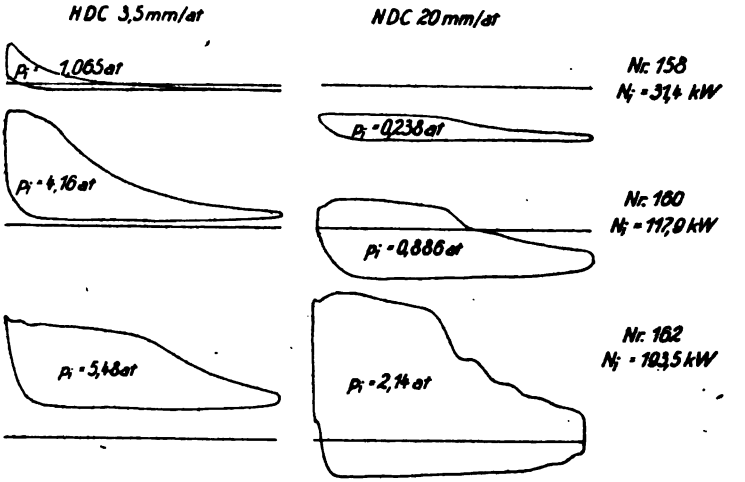



Fig. 79. Diagramme der Dampfmaschine im Kondensationsbetrieb. 2/3 nat. Gr.

**69. Indizierte Leistung, Verbrauch, mechanischer und thermischer Wirkungsgrad.** Bei den Versuchsreihen der Tabellen 28 und 29 waren Diagramme mit dem Indikator am Hoch- und Niederdruckzylinder aufgenommen worden. Eine Auswahl derselben, den Deckelseiten entstammend, ist in Fig. 79 und 80 abgebildet. Man sieht, wie die Fläche der Diagramme mit steigender Leistung zunimmt; um das deutlich in die Erscheinung treten zu lassen, sind bei allen Versuchen die gleichen Federn verwendet worden; zur Erreichung größtmöglicher Genauigkeit wäre Wechseln der Feder von Versuch zu Versuch besser gewesen.

Über die Gestalt der Diagramme, die bei Auspuffbetrieb trotz Verstellung der Steuerung unvorteilhafte Schleifenbildung zeigen, wird später gesprochen werden. Zunächst dienen sie rein meßtechnisch zur Bestimmung der tatsächlich vom Dampf auf die Kolben übertragenen Arbeit oder Leistung.

Die eigentliche Auswertung der Indikatordiagramme ist in Techn.

Digitized by Google

Mess. § 85 besprochen. Die weitere *Versuchsauswertung* zu zeigen, wird das Beispiel des § 65, betreffend Versuch 161, elektrische Belastung 114,2 kW, fortgeführt.

Für diesen Versuch war am Hochdruckzylinder eine indizierte Leistung von 88,5 kW, am Niederdruckzylinder waren 65,9 kW ermittelt worden. Die indizierte Leistung der Maschine ist dann 154,4 kW. An der Gesamtleistung hat der Hochdruckzylinder 88,5 : 154,4 = 0,573 oder 57,3% Anteil; der Niederdruckzylinder liefert 42,7%. Im ganzen Maschinensatz sind dann 154,4 — 114,2 = 40,2 kW Leistungsverlust eingetreten; davon kommen 154,4 — 129,1 = 25,3 kW auf die Kraftmaschine, da nach Tabelle 28 die Nutzleistung derselben 129,1 kW be-

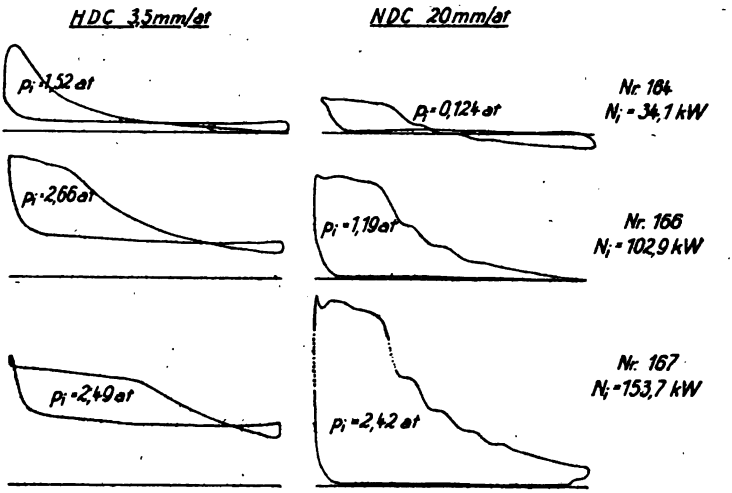



Fig. 80. Diagramme der Dampfmaschine im Auspuffbetrieb. 2/5 nat. Gr.

trägt. Der mechanische Wirkungsgrad der Dampfmaschine ist $\eta_m$ = 129,1 : 154,4 = 0,835 oder 83,5%.

Der (spezifische) Dampfverbrauch der Maschine, auf die indizierte Leistung bezogen, ist 1368 : 154,4 = 8,86 kg/kW · st. Der Wärmewert der indizierten Leistung ist 154,4 · 859 = 132 600 kcal/st, die Erzeugungswärme der 1368 kg/st Dampf aus Speisewasser von der dem Gegendruck entsprechenden Temperatur 53,7° ist 1368 · (680 — 53,8) = 856 000 kcal/st. Der thermische Wirkungsgrad der Maschine ist also 132 600 : 856 000 = 0,155.

Tabelle 30 und Fig. 81 bis 83 geben die Resultate zweier Versuchsreihen unter Feststellung auch der indizierten Leistung. Es handelt sich um dieselben Reihen wie in Tabelle 28 und 29, und einige Zahlen sind deshalb in Tabelle 30 fortgelassen oder kurz übernommen.

Über den Gang der *Verluste im Getriebe* gibt der Leistungsverlust $V_N = N_i - N_e$ kein gutes Bild, weil in der Leistung die Drehzahl der Maschine enthalten ist, während doch die Reibung ein bestimmtes Drehmoment verzehrt, das von der Drehzahl grundsätzlich un-

Digitized by Google

Tabelle 30. Dampfverbrauch und indizierte

Maschinenabmessungen: Hub 700 m; Zyl.-Dm. des HDC 300 mm.
KSt.-Dm. des HDC { KS 90 mm. DS 0 mm,

Zylinderkonstante HDC: $c_1 = 0{,}074 + 0{,}081 = 0{,}155$

| | Versuch Nr. | | | Reihe a, Konden- 158 | 159 |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Drehzahl $n$ | Tab. 28 und 29 | /min | 120,8 | 119,8 |
| 2 | Dampfaufnahme $D$ | Tab. 28 und 29 | kg/st | 365 | 684 |
| 3 | Elektrische Leistung $N_{el}$ | Tab. 28 und 29 | kW | 0 | 45.7 |
| 4 | Nutzleistung der Dampfmaschine $N_e$ | Tab. 28 und 29 | „ | 11,0 | 57,7 |
| 5 | Indizierter Druck HDC $p_{iH}$ | Mittel beider Seiten | at | 1,065 | 2,88 |
| 6 | „ „ NDC $p_{iN}$ | Mittel beider Seiten | at | 0,238 | 0,558 |
| 7 | Indizierte Leistung HDC $N_H$ | Summe beider Seiten | kW | 19,8 | 53.3 |
| 8 | „ „ NDC $N_N$ | Summe beider Seiten | „ | 11,6 | 26,8 |
| 9 | Zusammen $N_i$ | | „ | 31,4 | 80.1 |
| 10 | Mechanischer Wirkungsgrad $\eta_m = N_e/N_i$ | | — | 0,350 | 0,721 |
| 11 | Leistungsverlust in der Dampfmaschine $V_N = N_i - N_e$ | | kW | 20,4 | 22.4 |
| 12 | Verlust an Drehmoment in d. Dampfm. $V_M = 973 \cdot \frac{V_N}{n}$ | | mkg | 164 | 182 |
| 13 | Dampfverbrauch $\varepsilon'' = D/N_i$ | | kg/kW·st | 11,6 | 8,53 |
| 14 | Thermischer Wirkungsgrad $\eta_i = \frac{859 \cdot N_i}{D \cdot (i_1 - q_3)}$ | | — | 0,117 | 0,162 |
| 15 | Reglerstand über Tiefststellung $r$ | | mm | 55 | 42 |
| 16 | Füllung des HDC $\varphi_H$ | | — | <0 | 0,04 |

abhängig ist. Deshalb ist für die Reibung der *Verlust an Drehmoment* ein besseres Maß, weil es den Einfluß der etwas mit der Belastung sich ändernden Drehzahl ausschaltet. Einer Leistung von $N_i - N_e$ kW entspricht bei der Drehzahl $n$ ein Drehmoment

$$M^{\text{mkg}} = \frac{60 \cdot 102}{2\pi} \cdot \frac{N}{n} = 973 \cdot \frac{N^{\text{kW}}}{n}.$$

Dem Leistungsverlust $V_N = N_i - N_e = 25{,}3$ kW entspricht bei 115,7 Umläufen ein Verlust an Drehmoment $V_M = 973 \cdot \frac{25{,}3}{115{,}7} = 214$ mkg.

In Fig. 81 bis 82 sind diejenigen Größen, die von der indizierten Leistung besonders abhängen, als abhängig davon aufgetragen. Die Kurven sind schätzungsweise verlängert zum Nullpunkt $N_i = 0$. Die Dampfaufnahme wird dafür nicht Null; erstens bleibt die Aufnahme an Manteldampf, zweitens nehmen auch die Zylinder noch immer Dampf auf, nur bilden sich im Diagramm bei kleiner Leistung Verlustschleifen aus, die die entstandene Arbeit schließlich wieder aufzehren. Der Verbrauch muß bei Annäherung an Null zur Asymptote emporwachsen, nachdem er bei höheren Leistungen etwa konstant war. Auch der thermische Wirkungsgrad hat den gewöhnlichen Verlauf, zum Nullpunkt gehend.

Digitized by Google

Leistung einer Dampfmaschine.

des NDC 480 mm
des NDC { KS 80 mm / DS 90 mm } Zyl.-Verh. 1 : 2,59.

NDC: $c_2 = 0{,}201 + 0{,}200 = 0{,}401 \frac{\text{kW} \cdot \text{min}}{\text{at} \cdot \text{Uml}}$.

| sationsbetrieb | | | Reihe b, Auspuffbetrieb | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 160 | 161 | 162 | 164 | 165 | 166 | 167 |
| 118,0 | 115,7 | 113,5 | 119,7 | 118,3 | 115,9 | 113,5 |
| 1050 | 1368 | 1837 | 644 | 915 | 1213 | 1738 |
| 79,2 | 114,2 | 150,5 | 0 | 33,9 | 67,8 | 117,4 |
| 92,4 | 129,1 | 167,3 | 11,0 | 45,5 | 80,6 | 132,4 |
| 4,16 | 4,95 | 5,48 | 1,52 | 2,25 | 2,66 | 2,49 |
| 0,886 | 1,42 | 2,14 | 0,124 | 0,542 | 1,19 | 2,42 |
| 75,9 | 88,5 | 96,1 | 28,1 | 41,1 | 47,6 | 43,6 |
| 42,0 | 65,9 | 97,4 | 6,0 | 25,7 | 55,3 | 110,1 |
| 117,9 | 154,4 | 193,5 | 34,1 | 66,8 | 102,9 | 153,7 |
| 0,785 | 0,835 | 0,865 | 0,323 | 0,682 | 0,783 | 0,860 |
| 25,5 | 25,3 | 26,2 | 23,1 | 21,3 | 22,3 | 21,3 |
| 210 | 214 | 224 | 188 | 175 | 187 | 183 |
| 8,92 | 8,86 | 9,48 | 18,9 | 13,55 | 11,8 | 11,3 |
| 0,154 | 0,155 | 142,0 | >0,801 | >0,112 | 0,127 | 0,130 |
| 28 | 15 | 1 | 44 | 33 | 19 | 1 |
| 0,18 | 0,30 | 0,52 | 0,04 | 0,12 | 0,25 | 0,47 |

In die Figuren sind die Zylinderleistungen $N_H$ und $N_N$ eingetragen, ferner der prozentuale Anteil $N_h = 100 \cdot \frac{N_H}{N_i}$ des Hochdruckzylinders an der Gesamtleistung. Bei den guten Diagrammen des Kondensationsbetriebes wachsen beide Zylinderleistungen einigermaßen miteinander, der Hochdruckzylinder hat, außer bei höchster Leistung, den größeren Anteil. Ungünstiger verändern sich die Zylinderleistungen beim Auspuffbetrieb. Der Hochdruckzylinder, der zunächst angesichts der Schleifenbildung im Niederdruckzylinder die Führung hatte, gibt sie bei hohen Leistungen an den Niederdruckzylinder ab.

Zu jeder Leistung ist der *Reglerstand* an einer der Reglerhülse gegenübergestellten Teilung in Millimetern abgelesen; solche Teilung am Regler oder Reglergestänge empfiehlt sich sehr; $r = 0$ bedeutet, die Reglerhülse des Kegelreglers sitze unten auf. Mit steigender Leistung sinkt der Regler durch seinen ganzen Hub herab; entsprechend — gemäß § 146 — läßt die Drehzahl mäßig nach. Durch die tiefste Lage $r = 0$ des Reglers ist die *Höchstleistung* der Maschine bei der gegenwärtigen Einsteuerung bestimmt; sie ist $N_{i\max} = 196$ KW bei Kondensation, jedoch nur $N_{i\max} = 157$ KW bei Auspuffbetrieb. Versuchte man die elektrische Belastung über das dieser Reglerstellung entsprechende Maß zu steigern, so fiele die Drehzahl ab, ähnlich wie es in

Digitized by Google

§ 152 an einer Gasmaschine beschrieben wird. Dort bildet jedoch nicht der Regler die Grenze der Belastungsfähigkeit. Am unteren Ende bildet der Leerlauf eine weniger scharfe Grenze der Belastung: die gestrichelten Kurvenstücke lassen sich realisieren, indem man der Dynamo Leistung aus einer parallel geschalteten Stromquelle zuführt — Betätigung der Feldregler.

Der *mechanische Wirkungsgrad* hat nach Fig. 83 den üblichen Verlauf — für Auspuff wird er bei Höchstleistung nicht schlechter wie bei Kondensation, obwohl doch der Umsatz bei letzterer größer ist. Tragen wir nämlich die Verluste — an Drehmoment oder an Leistung — ver-

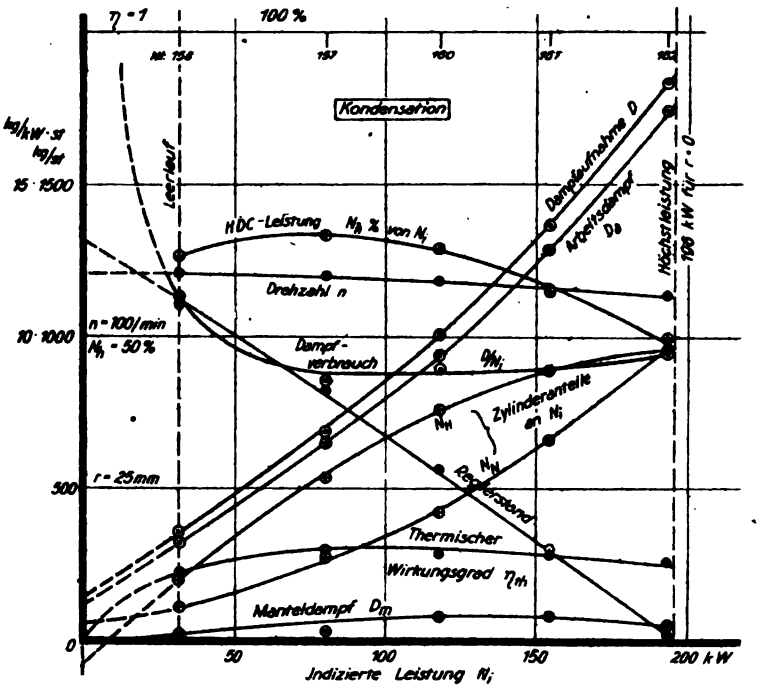



Fig. 81. Dampfmaschine im Kondensationsbetrieb.

gleichsweise auf, so sind sie keineswegs konstant; bei Kondensation steigen sie mit der Leistung an, bei Auspuff aber fallen sie mit steigender Leistung ab. Daher wird bei höheren Leistungen der mechanische Wirkungsgrad bei Auspuff vergleichsweise günstig. — Es könnte zweifelhaft sein, ob dieser eigenartige Gang der Verluste wirklich so vorhanden ist, wie es sich darstellt, oder ob er nur Folgeerscheinung irgendwelcher meßtechnischer Umstände ist. Es kann die elektrische Leistung oder der Wirkungsgrad der Dynamo oder die indizierte Leistung so gemessen sein, daß sich der Gang der Differenz aus der Meßmethode oder dem Zustand der Instrumente ergibt. Da nun die Messung der elektrischen Leistung sehr genau zu erfolgen pflegt, zumal sie bei

Digitized by Google

beiden Reihen mit den gleichen Instrumenten geschah, und da die Verlustkurve der Dynamo beidemal gleichmäßig eingeht, so sind hieraus zwar durchgehende Fehler, aber nicht Unterschiede zwischen beiden Reihen zu erklären. Die Messung der indizierten Leistung freilich kann durch Ungleichmäßigkeiten der Federmaßstäbe beeinflußt werden; es könnten etwa die Federn des Hochdruckzylinders einen steigenden, die des Niederdruckzylinders einen fallenden Federmaßstab haben; gerechnet aber ist mit einem gleichmäßigen Maßstab — und da andererseits der Anteil der Zylinder an der Gesamtleistung für beide Reihen ganz verschieden verläuft und die Höhenlage des mitt-

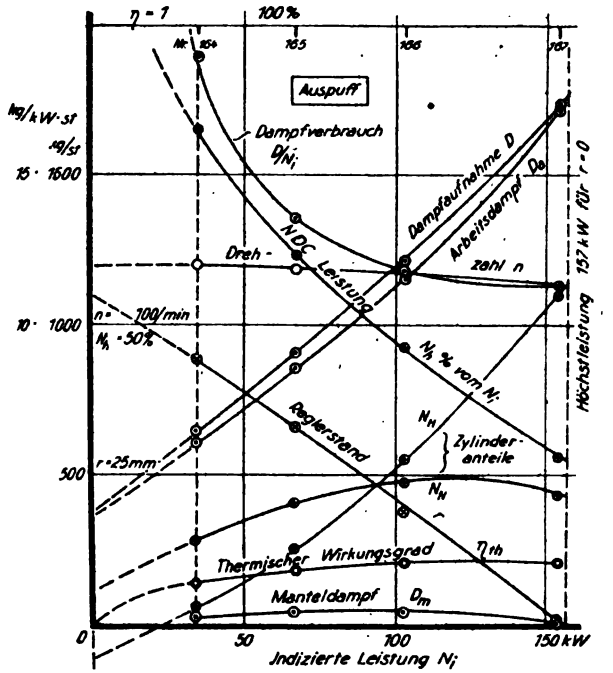



Fig. 82. Dampfmaschine im Auspuffbetrieb.

leren Druckes zwar beide Male emporrückt, aber doch verschieden liegt, so kann mangels besonderer Untersuchung dieser Einfluß nicht bestimmt bestritten werden. — Aber wahrscheinlicher ist es, daß wirklich der Reibungsverlust so verschiedenartig durch die Leistung beeinflußt wird, wie Fig. 83 es darstellt. Ursache davon ist dann die ganz verschiedene Gestalt des Indikatordiagrammes, die in beiden Fällen ganz verschiedene Druckverhältnisse im Getriebe, insbesondere in der Kreuzkopfführung ergibt und wegen der Massendrucke macht das wohl auch eine Abnahme des Leistungsverlustes mit zunehmender Nutzleistung denkbar. —

Tabelle 31 gibt die Druckverhältnisse. Der *Aufnehmerdruck* nimmt mit der Leistung zu; denn da die Füllung des Niederdruck-

Digitized by Google

Tabelle 31. Druckverhältnisse in einer Dampfmaschine. Kondensationsbetrieb.

| | Versuch Nr. | 158 | 159 | 160 | 161 | 162 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Drehzahl $n$ . . . . . /min | 120,8 | 119,8 | 118,0 | 115,7 | 113,5 |
| 2 | Indizierte Leistung $N_i$ . . . . . kW | 31,4 | 80,1 | 117,9 | 154,4 | 193,5 |
| 3 | Frischdampfdruck $p_1$ . . . . . at | 12,65 | 12,35 | 12,2 | 12,25 | 12,1 |
| 4 | Aufnehmerdruck $p_2$ . . . . . „ | 0,54 | 0,94 | 1,43 | 2,21 | 3,4 |
| 5 | Auspuffdruck $p_3$ . . . . . „ | 0,07 | 0,11 | 0,12 | 0,15 | 0,19 |
| 6 | Druckgefälle im HDC $p_1 - p_2$ . . „ | 12,1 | 11,4 | 10,8 | 10,0 | 8,7 |
| 7 | „ im NDC $p_2 - p_3$ . . „ | 0,47 | 0,83 | 1,31 | 2,06 | 3,2 |
| 8 | Indizierter Druck im HDC $p_{i1}$ . . „ | 1,065 | 2,88 | 4,16 | 4,95 | 5,48 |
| 9 | „ „ im NDC $p_{i2}$ . . „ | 0,238 | 0,558 | 0,886 | 1,42 | 2,14 |
| 10 | Druckausnutzung im HDC $\frac{p_{i1}}{p_1 - p_2}$ „ | 0,088 | 0,25 | 0,39 | 0,49 | 0,63 |
| 11 | „ im NDC $\frac{p_{i2}}{p_2 - p_3}$ „ | 0,51 | 0,67 | 0,68 | 0,69 | 0,67 |
| 12 | Indizierte Leistung des HDC $N_1$ kW | 19,8 | 53,3 | 75,9 | 88,5 | 96,1 |
| 13 | „ „ des NDC $N_2$ . „ | 11,6 | 26,8 | 42,0 | 65,9 | 97,4 |
| 14 | Prozentualer Anteil des HDC $N'$ . % | 0,632 | 0,666 | 0,644 | 0,573 | 0,497 |
| 15 | „ „ des NDC $N''$ % | 0,368 | 0,334 | 0,356 | 0,427 | 0,503 |
| 16 | Füllung des HDC $\varphi_H$ . . . . . % | 0 | 4,0 | 18,2 | 29,8 | 52,2 |
| 17 | Reglerstellung . . . . . mm | 55 | 42 | 28 | 15 | 1 |

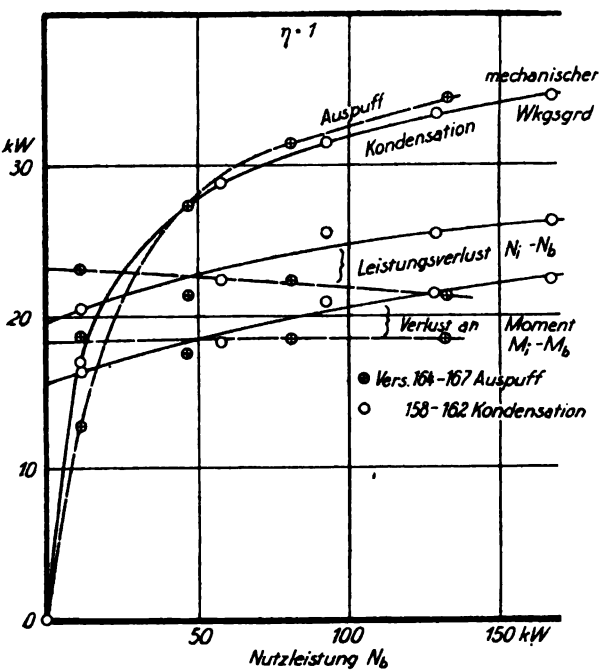



Fig. 83. Getriebeverluste der Dampfmaschine, bei Auspuff und Kondensation.

zylinders unverändert bleibt, bei höherer Leistung ein größeres Dampfgewicht mit jedem Hub eingenommen werden muß, so muß der Dampf dafür größeres spezifisches Gewicht annehmen. Näheres hierüber in § 74. Das schwache Ansteigen des Kondensatordruckes mit der Leistung rührt davon, daß der Kondensator wärmer läuft Das schwache Abfallen des Frischdampfdruckes $p_1$ rührt teils davon, daß der Heizer bei höheren Belastungen den Druck etwas niedriger hält als bei kleinen (§ 34

Digitized by Google

und Tab. 11), namentlich aber von dem zunehmenden Druckabfall in der Dampfleitung. Die Frischdampftemperatur nimmt mit der Leistung ab, teils weil sie es schon am Kessel zu tun pflegt, teils weil mit Zunahme der Strömungsgeschwindigkeit. — Abnahme der Strömungsdauer für einen Dampfteil — der Temperaturverlust in der Leitung (nicht auch der Wärmeverlust) sinkt, § 38. —

Die Zeilen 10 und 11 „Druckausnutzung" setzen den indizierten Druck zum Druckgefälle im Zylinder in Beziehung, sind also ein Maß dafür, wie sich die Diagrammfläche zu der des umschriebenen Rechtecks verhält, die *Druckausnutzung* ist also ein Maß für den Expansionsgrad des Zylinders: je kleiner sie ist, desto stärker expandiert der Dampf.

**70. Reglerstand und Füllung.** Die indizierte Leistung wird auf den richtigen, der gerade verlangten Nutzleistung entsprechenden Wert eingestellt, indem der Regler die Füllung $\varphi_H$ des Hochdruckzylinders — manchmal außerdem die des Niederdruckzylinders — beeinflußt. Einzelheiten des Regelvorganges bespricht Kap. V. Hier sei nur in Fig. 84 an den teilweise in Tab. 29 gegebenen Zahlen gezeigt, wie jeder Reglerstellung eine und dieselbe Füllung $\varphi_H$ zugeordnet ist, gleichgültig, ob Kondensations- oder Auspuffbetrieb vorliegt. Voraussetzung ist, daß an dem Gestänge zwischen Regler und Hochdrucksteuerung Änderungen nicht vorgenommen wurden.

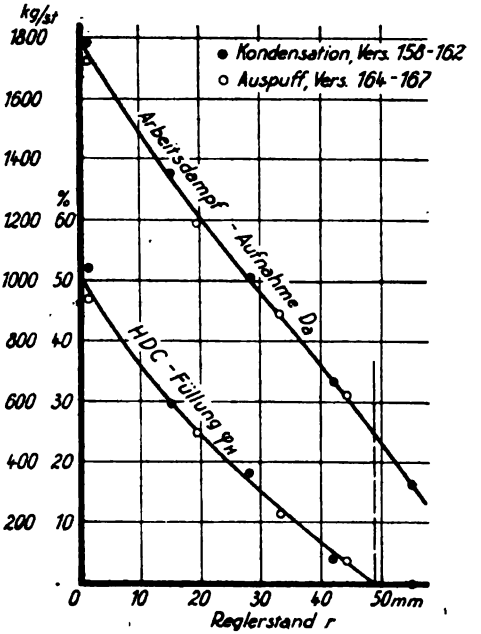



Fig. 84. Dampfaufnahme und Füllung abhängig vom Reglerstand, bei Auspuff und Kondensation.

Dann muß aber auch, bei gleichem Betriebsdruck, mit jedem Hub das gleiche Volumen Arbeitsdampf bei einer bestimmten Reglerstellung eingeführt werden; und da nach den Eigenschaften des Reglers der Reglerstellung eine bestimmte Drehzahl zugehört, so ist auch die stündliche Arbeitsdampfaufnahme in erster Linie nur von der Reglerstellung $r$ abhängig; in zweiter Linie freilich hat die Einstellung der Kompression am Hochdruckzylinder noch einen gewissen Einfluß darauf (§ 75).

Die *Messung der Füllung* erfolgt unmittelbar am Indikatordiagramm. Wenn sich bei einigermaßen schnell laufender Maschine ein scharfer Übergang der Einlaß- in die Expansionslinie nicht erkennen läßt, so verlängert man beide Linien bis zum Schnitt im Punkte $E$, Fig. 85, und mißt nun



Digitized by Google

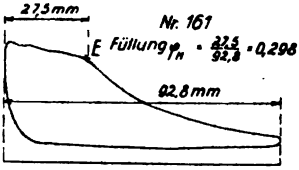



Fig. 85. Abmessung der Füllung im Dampfdiagramm. 2/3 nat. Gr.

die Länge der Füllung im Diagramm . . . . . 27,5 mm
die Diagrammlänge . . . . . 92,8 „
Aus beiden folgt die Füllung

$$\varphi_H = 27{,}5 : 92{,}8 = 0{,}298$$

oder fast genau 30%.

Im allgemeinen werden die Füllungen der Kurbel- und der Deckelseite etwas voneinander abweichen. Um Beziehungen, wie die in Fig. 84 dargestellte, darzustellen, rechnet man dann mit dem Mittelwert beider Seiten.

**71. Beispiel für Berechnung der ausnutzbaren Leistung und des Gütegrades.** Im Nenner der Gütegradformeln des § 47:

$$\eta_{gth} = \frac{N_i}{N_1'} \quad \text{oder} \quad \eta_{ge} = \frac{N_b}{N_1'} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)\ (6)$$

steht jedesmal diejenige Leistung $N_1'$, die theoretisch in Arbeit umgesetzt werden kann. Deren Betrag hängt davon ab, welchen Kreisprozeß man der Maschinenwirkung zugrunde legt. Der Rechnungsgang soll an Hand der Zahlen des Versuches Nr. 161 gezeigt werden, dessen Zahlen schon in den §§ 65 bis 68 benutzt wurden.

Wollen wir einen Carnot-Prozeß dem Vergleich zugrunde legen, so haben wir für Versuch 161 die Temperatur der Überhitzung (208° C) einerseits, die dem Kondensatordruck 0,15 at entsprechende Temperatur (nach den Dampftabellen 54° C) andererseits als Grenzen einzuführen. Der theoretische Wirkungsgrad eines Carnot-Prozesses zwischen $T_1 = 208 + 273 = 481°$ und $T_3 = 54 + 273 = 327°$ ist $\eta_{g\,opt} = \frac{481 - 327}{481} = \frac{154}{481} = 0{,}320$; da wir den thermischen Wirkungsgrad schon auf S. 219 zu 0,155 berechnet haben, so würde der thermische Gütegrad, bezogen auf den Carnot-Prozeß,

$$\eta_{gth} = \frac{0{,}155}{0{,}320} = 0{,}484.$$

Der Carnot-Prozeß kann von den 626,1 kcal, die man dem bei 0,15 at kondensierten Wasser zuführen muß, um es wieder in Dampf vom Anfangszustand zu verwandeln, 32,0%, das heißt also: er kann $0{,}320 \cdot 626{,}1 = 200{,}5$ kcal umsetzen. Da 1 kW · st = 859 kcal ist, so sind, nach dem Carnot-Prozeß, 859 : 200,5 = 4,28 kg Dampf theoretisch zur Erzeugung der Kilowattstunde nötig. — Die Schwäche bei der Bezugnahme auf den Carnot-Prozeß ist folgende: Die Höchsttemperatur ist bei Carnot zugleich diejenige, bei der die ganze zuzuführende Wärme zugeführt wird. Wir aber erreichen die Höchsttemperatur nur mit einem einzigen, dem letzten Wärmeelement der Überhitzung, alle übrige Wärme ist bei niederen Temperaturen zugeführt worden.

Wie schon § 46 gesagt, ist deshalb die Bezugnahme auf einen Idealprozeß vorzuziehen, bei dem die Wärme bei konstantem Druck zugeführt und die Arbeit in einem adiabatisch und rein umkehrbar verlaufenden Vorgang dem Wärmeträger entzogen wird.

Digitized by Google

Man findet die Wärmemenge, die bei einer adiabatischen Expansion des Dampfes bis auf den Enddruck frei wird, wie in § 49 und 57 an einem Beispiel gezeigt wurde, mittels der $i\,s$-Tafel von Mollier; in dieser sind über der Entropie $s$ als Abszisse die Wärmeinhalte $i$ als Ordinaten aufgetragen, und zwar in Kurvenscharen gleichen Druckes, gleicher Überhitzungstemperatur, gleicher Feuchtigkeit und ev. noch gleichen Volumens. Die Schnittpunkte der Kurvenscharen lassen jeden beliebigen Dampfzustand herausgreifen. Jede adiabatische Zustandsänderung, Entropie $s$ = konstant, wird durch eine senkrechte Gerade dargestellt, deren Länge ohne weiteres die dabei umgesetzte Wärmemenge bedeutet. Zustandsänderungen gleichen Druckes, gleichen Volumens u. a. m. verfolgt man, indem man der betreffenden Kurve im Diagramm nachgeht. — Die verschiedenen Ausgaben des $i\,s$-Diagrammes weichen etwas voneinander ab, sowohl im Umfang des dargestellten Zustandsgebietes, als auch merklich in den zahlenmäßigen Werten. Es ist im folgenden durchweg die Tafel verwendet worden, die der 4. Auflage des Stodolaschen Werkes über Dampfturbinen beiliegt[1]), und die sich vor anderen — auch vor den älteren Auflagen des gleichen Werkes — dadurch auszeichnet, daß auch die spezifischen Volumina darin dargestellt sind. Gerade davon werden wir sogleich Gebrauch machen.

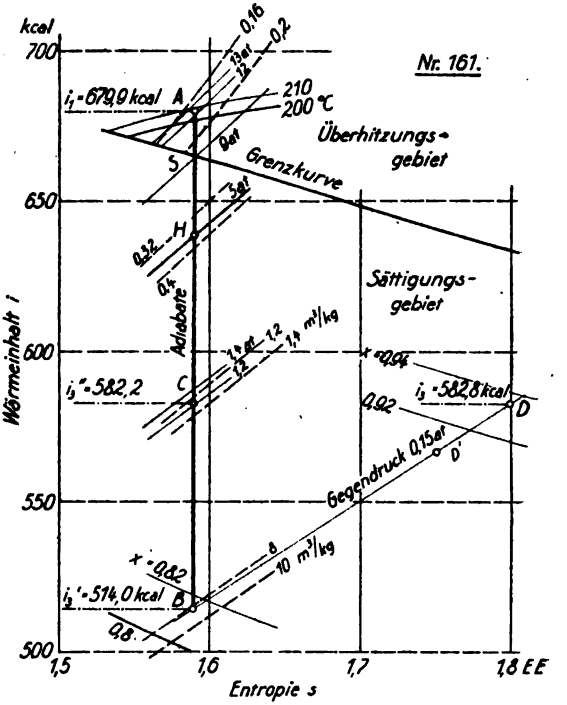



Fig. 86. Zustandsänderungen des in der Dampfmaschine arbeitenden Dampfes, dargestellt im $i\,s$-Diagramm bezogen auf 1 kg. $^2/_5$ nat. Gr.

Als Beispiel für die *Verwendung des i s-Diagrammes* soll für den eben schon durchgerechneten Versuch Nr. 161 der Gütegrad und dazu also zunächst $N_1''$ gefunden werden. In Fig. 86 sind die verwendeten Kurven des $i\,s$-Diagrammes eingezeichnet. Der Anfangszustand des Dampfes bei Versuch 161 ist durch die Daten $p_1 = 12{,}25$ at, $t_1 = 208°$ C gegeben, Punkt $A$. Sein Wärmeinhalt ist dabei ohne weiteres zu $i_1 = 679{,}9$ kcal abzulesen. Die Entropie interessiert zahlenmäßig nicht; ihre Konstanz wird durch den senkrechten Verlauf der Linie $ACB$ ge-

[1]) Vgl. die Anmerkung auf S. 160.



Digitized by Google

kennzeichnet; der Schnittpunkt $B$ der Senkrechten mit der Linie des Gegendruckes $p_3 = 0{,}15$ at abs ergibt einen Wärmeinhalt des Dampfes $i_3' = 514{,}0$ kcal; man kann auch unmittelbar die Strecke $AB = i_1 - i_3' = 679{,}9 - 514{,}0$ zu 165,9 kcal abgreifen, um welche bei adiabatischer Expansion des Dampfes dessen Wärmeinhalt abnimmt; diese Wärmemenge kann also in eine andere Energieform verwandelt werden — im Dampfzylinder in mechanische Arbeit, in der Düse der Dampfturbine in kinetische Energie, immer jedoch verlustloses Arbeiten des Zylinders und der Düse vorausgesetzt. Aus 1 kg Dampf können also 165,9 kcal in Arbeit verwandelt werden, die $165{,}9 : 632 = 0{,}262$ PS · st oder $165{,}7 : 859$ 0,193 kW · st äquivalent sind; der theoretisch günstigst erreichbare Dampfverbrauch ist $1 : 0{,}193 = 5{,}18$ kg / kW · st. Dem steht gegenüber, daß ein Dampfverbrauch 8,86 kg / kW · st, eine Arbeitsausbeute von $1 : 8{,}86 = 0{,}113$ kW · st / kg in indizierter Leistung wirklich erreicht wurden; der Gütegrad ist dann $0{,}113 : 0{,}193 = 5{,}18 : 8{,}86$

$$\eta_{gth}' = 0{,}585 \text{ oder } 58{,}5\%.$$

Es läßt sich im Anschluß daran noch Folgendes berechnen: Es sind in Wahrheit $859 : 8{,}86 = 97{,}1$ kcal aus 1 kg Dampf in indizierte Leistung verwandelt, es müßten also im Auspuffdampf noch $679{,}9 - 97{,}1 = 582{,}8$ kcal/kg Wärme enthalten sein, wenn äußere Wärmeverluste vermieden worden wären; bei 0,15 at Druck entspricht dem der Punkt $D$, Fig. 86. An die Stelle des theoretisch günstigsten, adiabatisch umkehrbar verlaufenden Prozesses nach $AB$ träte dann ein anderer, längs irgendeiner Kurve zwischen $A$ und $D$ verlaufend, der zwar auch als adiabatisch (in wärmedichtem Zylinder) verlaufend gedacht wird, aber nicht rein umkehrbar; diese Kurve berücksichtigt also den Minderertrag an Arbeitsausbeute, der z. B. durch Nichtauszeichnen der Diagrammspitzen entsteht; sie endet im Punkte $D$ mit — wegen der geringeren Energieentziehung — höherem Dampfgehalt von $x_3 = 0{,}935$ gegenüber $x_3' = 0{,}815$ im Punkte $B$. — In Wahrheit wird der Zustand des Auspuffdampfes durch einen unterhalb $D$ auf der 0,15 at-Linie liegenden Punkt gegeben sein, vielleicht durch $D'$; der senkrecht gemessene Abstand von $D$ gegen $D'$ ist der Wärmeverlust in der Maschine, die Feuchtigkeit des Dampfes ist größer, als sie nach der Arbeitsentziehung zu sein brauchte. Vgl. die Untersuchungen an Turbinen, § 57 und 61. — Wie schon erwähnt, interessiert der Betrag der Entropie bei diesen Betrachtungen nicht. Wesentlich ist nur, daß der Punkt $D$ rechts von $A$ liegt; im Zuge $AD$ hat die Entropie also zugenommen, entsprechend der Irreversibilität der Ausströmvorgänge in den Kanälen z. B. durch Auslassen der Diagrammspitzen. Falsch wäre es nun aber, zu schließen: der wirkliche Verlauf, etwa nach $AD'$, sei günstiger als der nach $AD$, weil die Entropie in $D'$ kleiner sei; das ist ein Fehlschluß, weil die Entropie durch Wärmeentziehung dem Dampf entnommen, aber doch nicht überhaupt verringert worden ist; nur die im Dampf befindliche Entropie ist in $D'$ kleiner geworden, aber nicht die Entropie überhaupt. Vgl. S. 181. —

Die eben gegebenen Gütegrade vergleichen die wirklich erreichte Arbeitsausbeute mit derjenigen eines Idealprozesses und setzen als

Digitized by Google

solchen die einfache adiabatische Expansion der verbrauchten Dampfmenge vom einmal gegebenen Anfangszustand auf den ebenfalls gegebenen Gegendruck. Ersterer ist durch den Kessel, letzterer durch den Kondensator der Maschine gegeben; die von diesen beiden Teilen geschaffenen Verhältnisse werden als durch die äußeren Betriebsbedingungen gegeben hingenommen; es ist also der *Gütegrad der Dampfmaschine*, nicht der Dampfkraftanlage durch diese Rechnung ermittelt.

Das Abgreifen der umsetzbaren Wärmemenge im $i\,s$-Diagramm liefert nur das Gesamtergebnis, ohne auf die Entstehung der Arbeit in den einzelnen Phasen einzugehen. Um die Entstehung der Arbeit zu vereinzeln, können die Verhältnisse im $p\,v$-Diagramm nach Anleitung von Fig. 87 dargestellt werden. $A_2 A$ ist das Volumen des in die Maschine eingeführten Dampfgewichtes im Zustande des Frischdampfes. Es sind (immer bei Versuch 161) mit stündlich $60 \times 115{,}7$ Umläufen 1368 kg Dampf verbraucht worden; wollen wir also das Diagramm für 1 Umlauf = 2 Hübe entwerfen, so gilt es für $\frac{1368}{60 \cdot 115{,}7} = 0{,}197$ kg Dampf. Im Zustande des Frischdampfes (12,25 at, 208°) hat Dampf das spezifische Volumen 0,174 m³/kg, durch Punkt $A$ (entsprechend Punkt $A$ der Fig. 86) muß also einem Drucke 12,25 at ein Volumen 0,197 kg $\cdot$ 0,174 m³/kg = 0,0343 m³ zugeordnet werden. Dabei kann das spezifische Volumen $v$ entweder aus der Formel (Hütte, 22. Aufl., I, S. 422) $v = 47\ T/p + 0{,}001 - \ldots$ be-

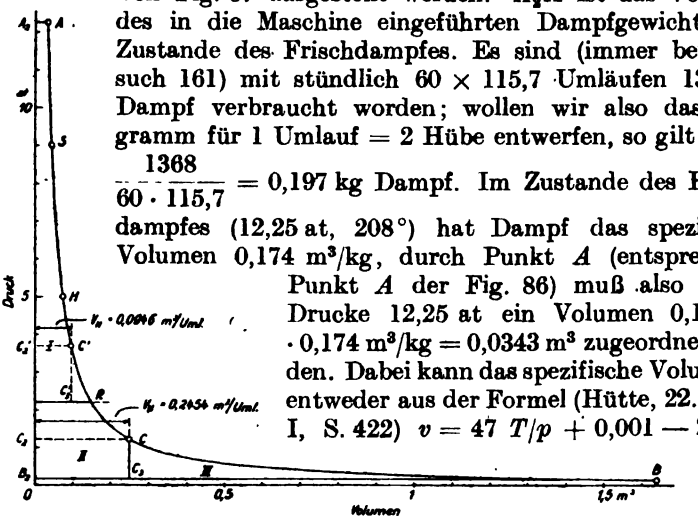



Fig. 87. Diagramm des Vergleichsprozesses einer Dampfmaschine für 1 Umlauf. Dampfgewicht 0,197 kg; Anfangszustand 12,25 at, 208 °C; Enddruck 0,15 at bzw. Endvolumen 0,2454 m³.

rechnet werden, oder einfacher kann es direkt der Mollier-Tafel als zum Zustande 12,25 at, 208° gehörig entnommen werden, Punkt $A$ in Fig. 86, wenn man eine solche Ausführung dieser Tafel benutzt, die die Kurven des spezifischen Volumens enthält. Den Verlauf der Adiabate $A\,B$ gibt bis zu einem Punkte, in dem Sättigung eintritt, die Formel $p\,V^{1{,}3} = \text{konst} = 12{,}25 \cdot 0{,}0343^{1{,}3}$; vom Sättigungspunkt an gilt $p\,V^{1{,}135} = \text{konst}$ (Hütte, I, S. 422, 421). Auch hier wird die Benutzung der Mollier-Tafel bequemer: Die durch den Punkt $A$, Fig. 86, gezogene Senkrechte gibt unmittelbar zu $p = 0{,}15$ at $v = 8{,}3$ m³/kg an, und in Fig. 87 ist für den Druck $p = 0{,}15$ at $v = 0{,}197 \cdot 8{,}3 = 1{,}64$ m³ einzutragen, Punkt $B$. Entsprechend sind zwischen $A$ und $B$ liegende Punkte zu bestimmen, wie für einen Punkt $H$, Fig. 86 und 87, (5 at, 0,37 m³/kg, 0,73 m³) beispielshalber angedeutet ist.

Durch die Adiabate $AB$ wird in Fig. 87 eine Arbeitsfläche $A_2 A B B_2$ abgeteilt, deren Flächeninhalt im Arbeitsmaß mit der Strecke $AB$,

Digitized by Google

Fig. 86, übereinstimmt, die dieselbe Größe im Wärmemaß bedeutet; ersteres ist die von der verlustlos arbeitenden Maschine erzeugte Arbeit, letzteres die für die Arbeitserzeugung als äquivalent aufzuwendende Wärme. Mit der Fläche $A_2ABB_2$ wird im Gütegrad die Fläche der Indikatordiagramme verglichen, die jedoch, um den Vergleich äußerlich in die Erscheinung treten zu lassen, vorher durch Rankinisieren (§ 77) auf denselben Maßstab gebracht werden müssen. — Der schädliche Raum der wirklichen Maschine ist in Fig. 87 unbeachtet geblieben.

Nicht immer vergleicht man die wirklich erreichte Arbeitsausbeute mit der Arbeit bei vollständiger Expansion bis zum Gegendruck in Punkt $B$. Das Volumen wäre hier nämlich größer als das verfügbare Zylindervolumen. Aus den Maschinenabmessungen am Kopfe von

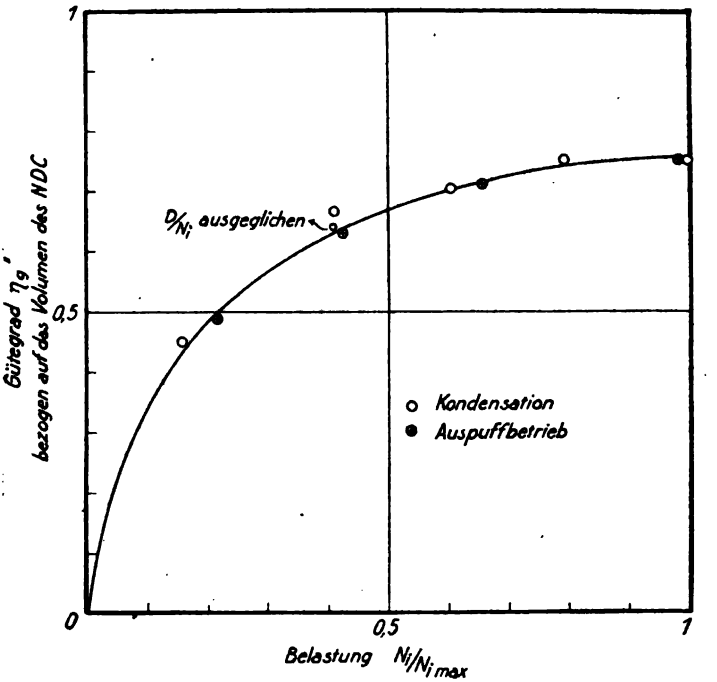



Fig. 88. Gütegrad der Dampfmaschine abhängig vom Belastungsgrad, unabhängig vom Wärmegefälle.

Tabelle 30 findet sich das vom Niederdruckkolben während eines Umlaufes freigelegte Volumen.

| | |
|---|---|
| Hubvolumen für die Kurbelseite (Einwärtsgang des Kolbens) | 0,1222 m³ |
| Hubvolumen für die Deckelseite (Auswärtsgang des Kolbens) | 0,1232 „ |
| Volumen des NDC für den Umlauf $V_N$ | 0,2454 m³ |

Dies Volumen, in Fig. 87 durch $C_2C$ wiedergegeben, bildet an dieser Maschine eine Grenze für die Ausnutzung des Dampfes, die früher

Digitized by Google

als der Gegendruck erreicht wird; und wenn man daher nur den Inhalt der Fläche $A_2ACC_3B_2$ als von dieser Maschine theoretisch erreichbar ansieht, so ist der *thermische Gütegrad*

$$\eta''_{gth} = \frac{N_i}{(A_2ACC_3B_2)} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (5a)$$

Zur Ermittlung der in dem einmal gegebenen Zylinder erzielbaren Arbeitsausbeute brauchen wir aber das Diagramm Fig. 87 nicht erst maßstäblich zu zeichnen; die im Nenner von (5a) stehende Fläche setzt sich aus der Expansionsfläche $A_2ACC_2$ und der Rechteckfläche $C_2CC_3B_2$ zusammen. Dabei ist $C$ bestimmt aus der Forderung, daß das bei einem Umlauf von der Maschine ausgenutzte Dampfgewicht $D_n = 0{,}197$ kg gerade in dem einem Umlauf entsprechenden Volumen $V_N = 0{,}2454\ \mathrm{m^3}$ Platz habe, daß also für den Dampfinhalt das spezifische Volumen $v'' = 0{,}2454\ \mathrm{m^3} : 0{,}197\ \mathrm{kg} = 1{,}24\ \mathrm{m^3/kg}$ sei. Wir haben also in Fig. 86 auf der Adiabate $AB$ den Punkt $C$ für $v = 1{,}24$ aufzusuchen und den zugehörigen Wärmeinhalt $i''_3 = 582{,}2$ kcal sowie den zugehörigen Druck $p'' = 1{,}22\ \mathrm{at} = 12\,200\ \mathrm{kg/m^2}$ abzulesen. Also muß entsprechen

die Expansionsfläche $A_2ACC_2$ der Fig. 87 $i_1 - i''_3 = 679{,}9 - 582{,}2 = 97{,}7$ kcal/kg
die Fläche $C_2CC_3B_2 = \frac{1}{1{,}27} \cdot (p'' - p_3) \cdot v'' = \frac{1}{1{,}27} \cdot (12200 - 1500) \cdot 1{,}24 = 31{,}0$ „
zusammen, jetzt wieder bezogen auf 1 kg Dampf: 128,7 kcal/kg

und dies ist die bei den Zylinderabmessungen mögliche Ausnützung des Dampfes; nun war aber oben (S. 228) schon ausgerechnet, daß in Wahrheit 97,1 kcal aus je 1 kg Dampf in indizierte Arbeit verwandelt wurden. Der Gütegrad nach Formel (5a) ist also $97{,}1 : 128{,}7 = 0{,}755 = 75{,}5\%$.

Die Rücksichtnahme auf das vorhandene Zylindervolumen läßt den Gütegrad günstiger erscheinen, als wenn man auch die Fläche $CBC_3$, Fig. 87, als theoretisch ausnutzbar betrachtet (0,755 gegen 0,585). Den praktischen Verhältnissen glaubt man bei Kolbenmaschinen durch Verwendung des Gütegrades $\eta''_{gth}$ besser gerecht zu werden, weil man verhüten will, daß im einseitigen Interesse des Gütegrades das Zylindervolumen allzu groß gewählt werde, da dadurch die Abmessungen und die Kosten der Maschine steigen, während doch der thermisch erreichte Gewinn (Fläche $CBC_3$) durch vermehrte Reibungsverluste wieder verzehrt werden würde. Der Ausdruck für $\eta''_{gth}$ nach Formel (5a) wird aber nicht einem Vergleich zwischen Kolbendampfmaschine und Dampfturbine gerecht, da in der Düse im allgemeinen die Expansion des Dampfes bis auf den Auspuffdruck möglich ist ohne unzulässige Vermehrung der Reibungsverluste. —

Wir geben noch einmal die errechneten *Zahlen in übersichtlicher Zusammenstellung*:

a) Nach Carnot:
Verfügbar 200,5 kcal/kg.
Dampfverbrauch theoretisch 4,28 kg/kW · st.

b) Bei adiabatischer Expansion ohne Wärmeverlust bis zum Enddruck:
Verfügbar 165,9 kcal/kg.
Dampfverbrauch theoretisch 5,18 kg/kW · st.

Digitized by Google

Tabelle 32. Gütegrade

| | Versuch Nr. | Reihe a, Konden- 158 | 159 |
|---|---|---|---|
| 1 | Indizierte Leistung $N_i$ . . . . . kW | 31,4 | 80,1 |
| 2 | ... in Bruchteilen der höchsten (195,5 bzw. 157 kW) . . — | 0,161 | 0,410 |
| 3 | Dampfaufnahme $D$ . . . . . kg/st | 365 | 684 |
| 4 | Frischdampf: Druck $p_1$ . . . . . at | 12,65 | 12,35 |
| 5 | ,, Temperatur $t_1$ . . . . . °C | 191 | 192 |
| 6 | Abdampf: Druck $p_3$ . . . . . at | 0,07 | 0,11 |
| | Ohne Beachtung der Zylinderabmessungen: | | |
| 7 | Adiabatisches Wärmegefälle $\Delta i'_{ad}$ . . . . . kcal/kg | 185,0 | 173,0 |
| 8 | Gütegrad $\eta'_{gth} = \frac{859 \cdot N_i}{D \cdot \Delta i_{ad}}$ . . . . . — | 0,400 | 0,582 |
| | Unter Beachtung der Zylinderabmessungen: | | |
| 9 | Drehzahl $n$ . . . . . /min | 120,8 | 119,8 |
| 10 | Dampfaufnahme je Umlauf $D : 60\,n = D_n$ . . . . . kg | 0,0504 | 0,095 |
| 11 | Spezifisches Endvolumen $V_N : D_n = 0{,}2454 : D_n = v''$ $m^3$/kg | 4,87 | 2,58 |
| 12 | Zugehörig: Druck $p''$ aus $is$-Tafel . . . . . at | 0,28 | 0,54 |
| 13 | Adiabatisches Wärmegefälle bis dort $\Delta i''_{ad}$ . . . . . kcal/kg | 145,0 | 124,0 |
| 14 | Verschiebearbeit $\frac{10\,000}{427} \cdot (p'' - p_3) \cdot v'' = N''$ . . . ,, | 24,0 | 26,0 |
| 15 | Zusammen verfügbar $\Delta i''_{ad} + N''$ . . . . . ,, | 169,0 | 150,0 |
| 16 | Gütegrad $\eta''_{gth} = \frac{859 \cdot N_i}{D \cdot (\Delta i''_{ad} + N'')}$ . . . . . — | 0,437 | 0,671 |

c) Bei adiabatischer Expansion ohne Wärmeverlust bis zum gegebenen Zylinderraum:

Verfügbar 128,7 kcal/kg.

Dampfverbrauch theoretisch 6,70 kg / kW · st.

d) Im wirklich ausgeführten Prozeß:

Umgesetzt (indiziert) 97,1 kcal/kg.

Dampfverbrauch wirklich 8,86 kg / kW · st.

Gütegrad bezogen auf a: $\eta_{gth} = 0{,}484$

Gütegrad bezogen auf b: $\eta'_{gth} = 0{,}585$

Gütegrad bezogen auf c: $\eta''_{gth} = 0{,}755$

Die gleiche Berechnung von $\eta'_{gth}$ und $\eta''_{gth}$ ist in Tabelle 32 für die beiden mehrfach besprochenen Versuchsreihen durchgeführt. Daraus ergibt sich Fig. 88; die Gütegrade bei Kondensations- und bei Auspuffbetrieb sind über dem Belastungsgrad aufgetragen, der in der zweiten Zeile von Tabelle 32 berechnet ist.

Es zeigt sich, daß durch Berechnung von $\eta''_{gth}$, dem Gütegrad bezogen auf das Volumen des Niederdruckzylinders, die äußeren Betriebsbedingungen — Kondensations- oder Auspuffbetrieb — sehr vollkommen ausgeschaltet sind; die Maschine erscheint beide Male als gleich gut — fast zu Unrecht, da doch die Diagramme bei Auspuffbetrieb merklich ungünstiger waren als bei Kondensation.

**72. Einfluß des Dampfzustandes.** Äußere Betriebsbedingungen für eine Dampfkraftmaschine sind: die Qualität des zu verarbeitenden

Digitized by Google

einer Dampfmaschine.

| sationsbetrieb | | | Reihe b, Auspuffbetrieb | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 160 | 161 | 162 | 164 | 165 | 166 | 167 |
| 117,9 | 154,4 | 193,5 | 34,1 | 66,8 | 102,9 | 153,7 |
| 0,603 | 0,790 | 0,990 | 0,217 | 0,425 | 0,655 | 0,978 |
| 1050 | 1368 | 1837 | 644 | 915 | 1213 | 1738 |
| 12,2 | 12,25 | 12,1 | 12,2 | 12,25 | 12,2 | 12,1 |
| 198 | 208 | 236 | 189 | 189 | 197 | 216 |
| 0,12 | 0,15 | 0,19 | 1,01 | 1,01 | 1,01 | 1,01 |
| 169,8 | 165,9 | 163,5 | $<101,3$ | $<101,3$ | 102,1 | 104,4 |
| 0,567 | 0,585 | 0,555 | $>0,448$ | $>0,625$ | 0,713 | 0,728 |
| 118,0 | 115,7 | 113,5 | 119,7 | 118,3 | 115,9 | 113,5 |
| 0,148 | 0,197 | 0,270 | 0,090 | 0.128 | 0,175 | 0,255 |
| 1,66 | 1,24 | 0,91 | 2,73 | 1,92 | 1,405 | 0,96 |
| 0,895 | 1,22 | 1,85 | 0,495 | 0,80 | 1,08 | 1,70 |
| 107,1 | 97,7 | 85,2 | $<126,3$ | $<110,1$ | 99,8 | 85,2 |
| 30,1 | 31,0 | 35,4 | $-32,8$ | $-9,4$ | 2,3 | 15,5 |
| 137,2 | 128,7 | 120,6 | $<93.5$ | $<100,7$ | 102,4 | 100,7 |
| 0,701 | 0,755 | 0,752 | $>0,487$ | $>0,623$ | 0,713 | 0,756 |

Frischdampfes — Druck und Temperatur oder Feuchtigkeit —, der Gegendruck, gegen den der Abdampf ausbläst — im ganzen also das verfügbare Wärmegefälle; ferner die von der Maschine verlangte Drehzahl. Ihr Einfluß auf den Gang der Maschine kann durch Versuchsreihen belegt werden.

Den *Einfluß wechselnder Überhitzung* zeigt Tabelle 33, Fig. 89. Die abgenommene Nutzleistung $N_b$ wurde gleichmäßig auf $\sim 127{,}5$ kW gehalten, bei konstantem Admissionsdruck von gut 12 at abs und konstantem Gegendruck. Die Temperatur der Überhitzung änderte man von 190° bis 236°.

Es zeigt sich, daß die Dampfaufnahme und der Verbrauch um so günstiger ist, je höher die Überhitzung — eine bekannte und natürliche Tatsache. Dabei ist die Abnahme des Manteldampfes besonders stark. Bei etwa 250° würde Manteldampf überhaupt nicht mehr niedergeschlagen werden; ähnlich nimmt das Aufnehmerkondensat ab. Suchen wir das zu $t_1$ und $p_1$ gehörige spezifische Volumen $v_1$ m³/kg (*is*-Tafel oder Formel), so können wir das auf einen Umlauf kommende Dampfvolumen $D_{v1} = \frac{D_a \cdot v_1}{60 \cdot n}$ berechnen; es zeigt sich, daß die Abnahme der Dampfdichte etwas weniger Einfluß hat, als die Abnahme des aufzunehmenden Dampfgewichtes; die Dampfaufnahme sinkt auch dem Volumen nach etwas, wenngleich nur wenig. Diese Abnahme, weil auf den Umlauf bezogen, bedingt eine mit steigender Temperatur abnehmende Füllung und daher ein schwaches Steigen des Reglers — das tritt

Digitized by Google

nur undeutlich in die Erscheinung, vielleicht weil Gestängeerwärmungen stören. Es ist hier zu bedenken, daß mit wechselnder Überhitzung und namentlich mit längerer Dauer des Überhitzungsgrades Wärmedehnungen der Steuerungsteile eintreten können, so daß nicht immer Reglerstellung und Füllung eindeutig voneinander abzuhängen brauchen. Je nach Umständen kann aber auch eine Zunahme des einzufüllenden Volumens vorkommen. Der Aufnehmerdruck fällt entsprechend dem fallenden Dampfverbrauch; die Temperatur $t_2$ am Eintritt in den Niederdruckzylinder würde Sättigung gezeigt haben — bei Verwendung sehr heißen Frischdampfes könnte das anders werden.

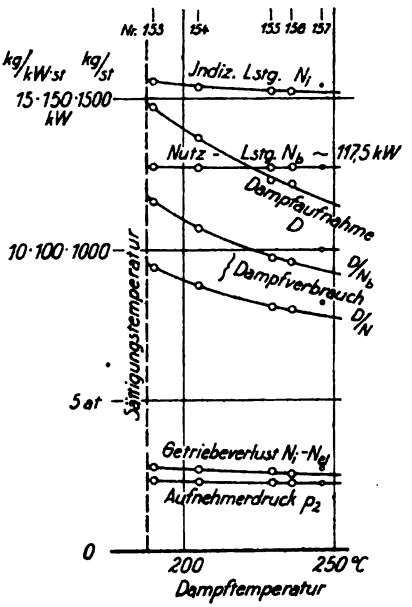



Fig. 89. Dampfmaschine bei verschiedener Überhitzung.

Im einzelnen zeigt sich, daß die Verbesserung des Dampfverbrauches durchaus nicht nur dem größeren Wärmeaufwand entsprechend statthat; denn auch der thermische Wirkungsgrad bessert sich mit der Überhitzung recht erheblich, von 0,148 bis 0,168; der thermische Wirkungsgrad geht also bei 46° Temperatursteigerung im Verhältnis 1 zu 1,14 herauf. Seine Verbesserung hat in einer mäßigen Steigerung des Wirkungsgrades des idealen Kreisprozesses, im wesentlichen aber in einer Verbesserung des Gütegrades seine Ursache. Der auf die Zylinderabmessungen bezogene Gütegrad steigt bis 79,5% an.

In den Diagrammen Fig. 90 — an deren Einzelheiten manches auszusetzen ist — zeigt der Augenschein keinen Unterschied grundsätzlicher Art. Die Füllung des Hochdruckzylinders geht etwas zurück, entsprechend dem schwachen Steigen des Reglers. Wie weit diese Erscheinungen aber in der Überhitzung direkt begründet sind, steht dahin. Sie sind nämlich auch dadurch bedingt, daß die indizierte Leistung etwas zurückgegangen ist — nicht durch Mängel der Versuchsleitung, denn die Nutzleistung blieb sehr befriedigend konstant, sondern indem der Getriebeverlust $N_i - N_b$ mit der Überhitzung recht stark abnimmt. Ob das stets eintritt und in der größeren Dünnflüssigkeit des Öles begründet sein mag, ist uns unbekannt. — Das Sinken des Aufnehmerdruckes mag teilweise aus dem gleichen Zusammenhang zu erklären sein.

Die Versuchsreihe *A* der Tabelle 33 war unter Konstanthalten der Nutzleistung durchgeführt worden. Da die Reglerstellung sich kaum änderte, so ist die Reihe zugleich auf konstanten Belastungsgrad bezogen. Die Höchstleistung der Maschine wird also durch die Überhitzung kaum beeinflußt.

Digitized by Google

Für *steigenden Druck des Frischdampfes* sind zwei Reihen gegeben, indem einmal die Leistung, ein zweites Mal die Reglerstellung konstant blieb. Der Regler stand bei Reihe *C* nur 1 mm über seiner tiefsten Stellung, die Maschine war daher dauernd auf ihrer höchsten Leistung. Das praktische Interesse dieser Reihen liegt darin, daß bei allen Versuchen der Druck des Frischdampfes innerhalb gewisser Grenzen zu schwanken pflegt, und daß man daher den Einfluß dieser Unregelmäßigkeit auf Versuchsergebnisse kennen sollte. — Beide Versuchsreihen sind auch in Fig. 91 zur Darstellung gebracht.

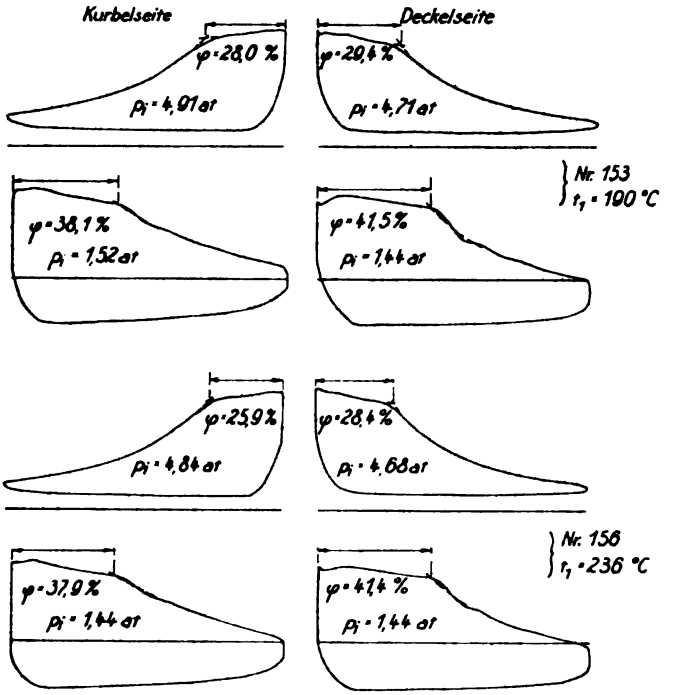



Fig. 90. Dampfmaschinendiagramme im Sattdampf- und Heißdampfbetrieb. $^2/_5$ nat. Gr.

Zunächst bei einer *konstanten Leistung* von 118 kW zeigt sich bei Reihe *B* der Tabelle 33, wie die Dampfaufnahme mit fallendem Frischdampfdruck zunimmt, und zwar erheblich: als der Dampfdruck von 11,1 bis 9,3 at sank, nahm das von der Maschine aufgenommene Dampfgewicht von 1284 auf 1448 kg/st zu, das sind 12,7% von 1284. Da überdies bei sinkendem Dampfdruck die Dichte des einzufüllenden Dampfes ab-, sein spezifisches Volumen zunimmt, so nimmt das einzufüllende Volumen noch schneller zu, nämlich auf die Umdrehung bezogen von 0,0342 auf 0,0470 m³, um 37,5%. Daher muß sich die Füllung schnell vergrößern, der Regler sinken, und bei wenig unter 9,3 at wäre es dahin gekommen, daß die Maschine die ihr auferlegte Leistung nicht weiter durchhalten könnte. — Der Aufnehmerdruck nimmt bei unveränderter

Digitized by Google

Tabelle 33. Kolbendampfmaschine bei ver-
Maschinenabmessungen

| | Versuch Nr. | A. Steigende 153 | 154 |
|---|---|---|---|
| 1 | Frischdampf: Druck $p_1$ . . . . . at | 12,1 | 12,2 |
| 2 | „ Temperatur $t_1$ . . . . . °C | 190 | 205 |
| 3 | „ Wärmeinhalt $i_1$ . . . . . kcal/kg | 670,0 | 678,8 |
| 4 | Abdampf: Druck $p_3$ . . . . . at | 0,174 | 0,170 |
| 5 | Zugehörige Flüssigkeitswärme $q_3$ . . . . . kcal/kg | 56,7 | 56,1 |
| 6 | Wärmeverbrauch $i_1 - q_3$ . . . . . „ | 613,3 | 622,7 |
| 7 | Adiabatisches Wärmegefälle $\Delta i_{ad}$ . . . . . „ | 158,0 | 162,4 |
| 8 | Wirkungsgrad des idealen Kreisprozesses $\eta' = \frac{\Delta i_{ad}}{i_1 - q_3}$ . — | 0,258 | 0,261 |
| 9 | Nutzleistung $N_e$ . . . . . kW | 127,7 | 127,2 |
| 10 | Reglerstellung $r$ . . . . . mm | 14,6 | 15,5 |
| 11 | Drehzahl $n$ . . . . . /min | 116,4 | 116,9 |
| 12 | Indizierte Leistung $N_i$ . . . . . kW | 155,5 | 154,1 |
| 13 | Getriebeverlust $N_i - N_e$ . . . . . „ | 27,8 | 26,9 |
| 14 | Aufnehmerdruck $p_2$ . . . . . at | 2,40 | 2,32 |
| 15 | Dampfaufnahme: Arbeitsdampf $D_a$ . . . . . kg/st | 1423 | 1347 |
| 16 | „ Manteldampf $D_m$ . . . . . „ | 49 | 18 |
| 17 | Zusammen $D = D_a + D_m$ . . . . . „ | 1472 | 1365 |
| 18 | Aufnehmerkondensat $D'$ . . . . . „ | 101 | 70 |
| 19 | Dampfverbrauch $D/N_i$ . . . . . kg / kW · st | 9,47 | 8,86 |
| 20 | Spezifisches Volumen des Frischdampfes $v_1$ . . . . m³/kg | 0,168 | 0,173 |
| 21 | Aufgenommenes Arbeitsdampfvolumen $\frac{D_a \cdot v_1}{60 \cdot n}$ . . m³/Uml | 0,0342 | 0,0332 |
| 22 | Thermischer Wirkungsgrad $\eta_{th} = \frac{859 \cdot D}{N_i \cdot (i_1 - q_3)}$ . . . . . — | 0,148 | 0,156 |
| 23 | Gütegrad $\eta'_{gth} = \frac{859 \cdot D}{N_i \cdot \Delta i_{ad}}$ . . . . . — | 0,574 | 0,597 |
| | Gütegrad, bezogen auf die Zylindermaße: | | |
| 24 | Dampfaufnahme je Umlauf $D_u = D : 60\,n$ . . . . . kg/Uml | 0,211 | 0,195 |
| 25 | Theoretisches spezifisches Endvolumen $v'' = 0{,}2454 : D_u$ m³/kg | 1,16 | 1,26 |
| 26 | Zugehörig: Druck $p''$ nach $is$-Tafel . . . . . at | 1,37 | 1,20 |
| 27 | Adiabatisches Wärmegefälle $\Delta i''_{ad}$ . . . . . kcal/kg | 90,8 | 97,2 |
| 28 | Verschiebearbeit $N'' = \frac{10000}{427} \cdot (p'' - p_3) \cdot v'' \cdot$ . . . „ | 32,5 | 30,4 |
| 29 | Arbeitsausbeute des idealen Kreisprozesses $\Delta i''_{ad} + N''$ „ | 123,3 | 127,6 |
| 30 | Wirkungsgrad des idealen Kreisprozesses $\eta'' = \frac{\Delta i''_{ad} + N''}{i_1 - q_3}$ — | 0,201 | 0,205 |
| 31 | Gütegrad $\eta''_{gth} = \frac{859 \cdot N_i}{D \cdot (\Delta i''_{ad} + N'')}$ . . . . . — | 0,735 | 0,760 |

Leistung mit sinkendem Frischdampfdruck zu, weil ja immer größere Dampfgewichte die Maschine durchlaufen, und bei unveränderter Füllung des Niederdruckzylinders von diesem verarbeitet werden müssen. Die Dampfverteilung der Zylinder und die Arbeitsverteilung auf die beiden Zylinder wird daher bei abnehmendem Dampfdruck ungünstiger, obwohl die Diagramme bei normalem Druck gut waren: das ist, neben

Digitized by Google

schiedenem Zustand des Frischdampfes.
siehe Tabelle 30.

| Überhitzung | | Wechselnder Druck | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | B. Leistung konstant | | C. Belastungsgrad konstant | | |
| 155 | 156 | 86 | 89 | 90 | 88 | 87 |
| 12,1 | 12,15 | 11,1 | 9,8 | 9,3 | 9,9 | 10,9 |
| 229 | 236 | 197 | 198 | 196 | 203 | 207 |
| 691,3 | 695,2 | 675,2 | 677,6 | 677,2 | 680,9 | 681,1 |
| 0,166 | 0,157 | 0,19 | 0,20 | 0,21 | 0,24 | 0,25 |
| 55,7 | 54,5 | 58,6 | 59,8 | 60,8 | 63,6 | 64,6 |
| 635,6 | 640,7 | 616,6 | 627,8 | 616,4 | 617,3 | 616,5 |
| 166,0 | 168,8 | 154,0 | 148,5 | 144,2 | 144,5 | 145,9 |
| 0,261 | 0,263 | 0,249 | 0,237 | 0,234 | 0,234 | 0,236 |
| 127,0 | 127,4 | 117,9 | 119,0 | 118,1 | 128,8 | 142,9 |
| 16,0 | 15,4 | 14,5 | 6 | 1,5 | 1 | 1 |
| 116,7 | 116,2 | 114,1 | 114,1 | 113,6 | 113,8 | 113,3 |
| 152,8 | 152,5 | 134,7 | 138,7 | 140,3 | 151,5 | 162,6 |
| 25,8 | 25,1 | 16,8 | 19,7 | 22,2 | 22,7 | 19,7 |
| 2,26 | 2,25 | 1,88 | 2,01 | 2,11 | 2,26 | 2,43 |
| 1225 | 1208 | 1259 | 1349 | 1423 | 1508 | 1640 |
| 9 | 12 | ∼25 | ∼25 | ∼25 | ∼25 | ∼25 |
| 1234 | 1220 | 1284 | 1374 | 1448 | 1533 | 1665 |
| 41 | 38 | | | | | |
| 8,09 | 8,00 | 9,54 | 9,92 | 10,32 | 10,12 | 10,24 |
| 0,183 | 0,184 | 0,186 | 0,216 | 0,225 | 0,217 | 0,198 |
| 0,0320 | 0,0318 | 0,0342 | 0,0425 | 0,0470 | 0,0479 | 0,0477 |
| 0,167 | 0,168 | 0,146 | 0,138 | 0,135 | 0,137 | 0,136 |
| 0,640 | 0,636 | 0,584 | 0,583 | 0,577 | 0,587 | 0,575 |
| 0,177 | 0,175 | | | | | |
| 1,385 | 1,40 | | | | | |
| 1,14 | 1,12 | | | | | |
| 101,7 | 103,4 | | | | | |
| 31,6 | 31,6 | | | | | |
| 133,3 | 135,0 | | | | | |
| 0,210 | 0,211 | | | | | |
| 0,797 | 0,795 | | | | | |

der verminderten Arbeitsfähigkeit des zugeführten Dampfes, mit ein Grund für die starke Zunahme des Verbrauches.

Im ganzen resultiert nämlich diese Zunahme, wie bei Überhitzung, teils aus einer auffallenden Änderung der Getriebeverluste, einer Abnahme des mechanischen Wirkungsgrades, zum anderen Teile aus einer Abnahme des thermischen Wirkungsgrades; und letztere wieder

Digitized by Google

ist ebensosehr in einer Verschlechterung des Gütegrades wie in einer Verschlechterung des Wirkungsgrades des idealen Vergleichsprozesses begründet.

Die starke Zunahme des Dampfverbrauches ist der Grund dafür, daß im allgemeinen der Heizer eines Kessels, wenn erst einmal während des Abschlackens der Druck abzufallen beginnt, weiterhin immer weniger in der Lage ist, dem Dampfbedarf gerecht zu werden, solange man die gleiche Leistung von der Maschine verlangt. Erst eine zeitweise Einschränkung schafft Luft. Das Zusammenarbeiten des Kessels

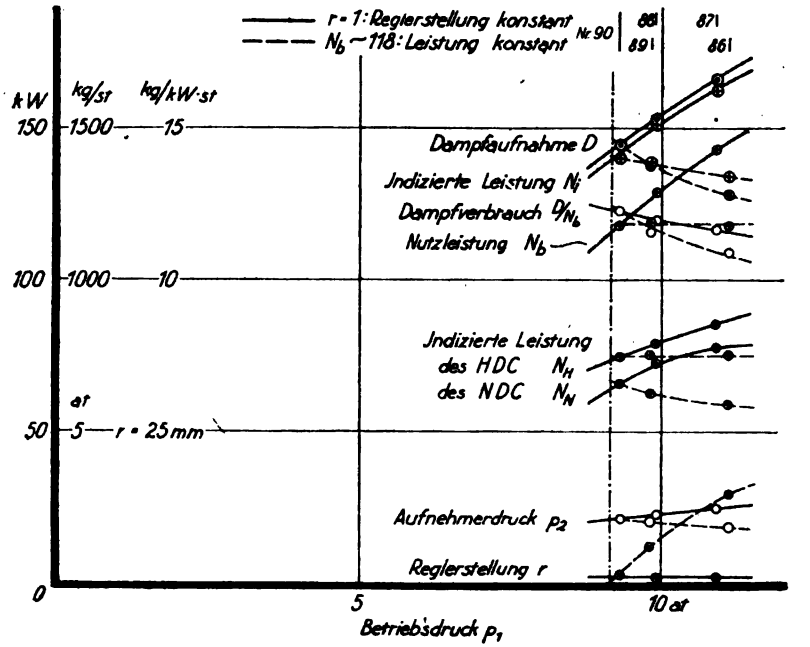



Fig. 91. Dampfmaschine bei wechselndem Dampfdruck, Leistung bzw. Belastung konstant.

mit der Dampfmaschine kennzeichnet sich als ein labiler Beharrungszustand, weil bei abnehmendem Druck die Entnahme steigt.

Die in Tabelle 33 wiedergegebene Reihe C bezieht sich auf unverändert tiefste Reglerstellung, also konstante Füllung des Hochdruckzylinders, und zeigt, was ja erklärlich ist, daß bei sinkendem Druck die Höchstleistung der Maschine und auch die Dampfaufnahme sinkt. Über den Dampfverbrauch läßt sich daher nicht ohne weiteres etwas aussagen: Er nimmt, wie die Versuche lehren, zu, allerdings schwächer als bei konstanter Leistung, weil diesmal die Diagrammform unverändert bleibt, dank dem Umstande, daß der Aufnehmerdruck mit sinkendem Admissionsdruck ebenfalls fällt — weil ja kleinere Dampfgewichte in den Niederdruckzylinder einzufüllen sind. Die Drehzahl ist diesmal konstant.

Digitized by Google

Zu allen drei Reihen ist noch auf die Verschlechterung des Vakuums mit Zunahme des Dampfverbrauches hinzuweisen: die Verschlechterung des Vakuums erfolgt also mit sinkendem Dampfdruck, wenn man die Leistung, sie erfolgt mit steigendem Dampfdruck, wenn man die Füllung konstant hält; sie erfolgt endlich mit abnehmender Überhitzung.

Diese Ergebnisse werden sich qualitativ stets verallgemeinern lassen. Um in quantitativer Hinsicht Schlüsse über die Änderung der Verbrauchs- und Wirkungsgradzahlen wegen gegebener Abweichung vom Sollzustand des Dampfes zu ziehen, ist es lästig, daß keiner der Einzelfaktoren sich überwiegend konstant erweist. —

Das verfügbare Wärmegefälle wird durch die *Veränderung des Gegendruckes* besonders stark beeinflußt; wie man beim Abgreifen desselben aus dem $i\,s$-Diagramm bemerken kann, haben die mäßigen Änderungen des Gegendruckes $p_3$ infolge wechselnder zu verarbeitender Dampfmenge schon erheblichen Einfluß auf $\Delta i_{ad}$.

**73. Einfluß der Drehzahl.** Über den Einfluß der Drehzahl auf die Maschine innerhalb der mäßigen Grenzen, in denen die Veränderung bei normalen Betriebsmaschinen etwa in Frage kommt, gibt Tabelle 34 und Fig. 92 Auskunft.

Die *Regelung der Umlaufzahl* wird im allgemeinen durch Änderungen am Regler zu bewirken sein: indem man dessen Belastung — durch Gewichtsvermehrung oder Federanspannung, § 147 — steigert, erzwingt man die höhere Umlaufzahl; erst bei höherer Umlaufzahl beginnt dann der Regler zu steigen, er gelangt bei höherer Umlaufzahl als vordem in eine gewisse Stellung und teilt damit der Maschine eine bestimmte Füllung und ein bestimmtes Drehmoment zu.

Wenn man also bei unveränderter Füllung die Drehzahl zunehmen läßt, so bleibt das Drehmoment konstant, die Leistung steigt: $N = {}_0{}^1\!/_{7\,3} \cdot M \cdot n$ und mit ihr die Dampfaufnahme. — Wenn man dagegen bei unveränderter Leistung die Drehzahl zunehmen läßt, so nimmt das Drehmoment ab: $M = 973 \cdot \frac{N}{n}$; die Füllung wird dann kleiner, der Regler steigt, und würde, kann man die Steigerung fortsetzen, ohne den Bestand des Schwungrades zu gefährden, schließlich selbst in Stellungen gelangen, die dem Leerlauf entsprechen; bei der Freilaufdrehzahl wird alle vom Dampf entwickelte Energie von den Widerständen der Maschine aufgezehrt.

Diese in erster Linie gültigen Beziehungen werden gerade bei dem Versuch mit veränderter Drehzahl sekundär stark beeinflußt, indem mit höherer Umlaufzahl die Strömungswiderstände in den Steuerorganen an Einfluß gewinnen, so daß die Füllung sich hierdurch stark vermindert. Bei konstanter Reglerstellung wird daher mit steigender Drehzahl zwar die stündliche Dampfaufnahme natürlich steigen, die auf den Umlauf bezogene aber nicht etwa konstant bleiben, sondern schwach abnehmen; und entsprechend bleibt das Drehmoment nicht konstant, sondern nimmt schwach ab (§ 4).

Die Konstanz der Leistung ist der betriebstechnisch häufigere Fall: in einer elektrischen Zentrale ist die vom Netz verlangte Leistung zu

Digitized by Google

erzeugen; die Wahl, ob man sie bei höherer oder kleinerer Drehzahl erzeugen will, steht in den Grenzen offen, innerhalb deren man mittels des Feldreglers noch die verlangte Betriebsspannung der Dynamo einstellen kann. Die Konstanz der Füllung ist näherungsweise beim Antrieb von Kolbenpumpen und Gebläsen verwirklicht, die gegen konstanten Druck laufen. Beide Fälle werden durch Tabelle 34 und Fig. 92 belegt.

Tabelle 34. Dampfmaschine bei wechselnder Drehzahl.

| | Versuch Nr. | Leistung konstant | | Belastungsgrad konstant | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 95 | 93 | 92 | 94 | 96 |
| 1 | Drehzahl $n$ . . . . . /min | 141,2 | 127,9 | 113,8 | 126,3 | 141,2 |
| 2 | Elektrische Leistung $N_{el}$ . . . . . kW | 139,0 | 139,4 | 141,3 | 155,6 | 159,7 |
| 3 | Reglerstellung $r$ . . . . . min | 10,5 | 6,1 | 1,1 | 1,0 | 1,2 |
| 4 | Indizierte Leistung $N_i$ . . . . . kW | 177,8 | 178,1 | 177,6 | 192,9 | 202,4 |
| 5 | entsprechendes Drehmoment $M_i$ . mkg | 1225 | 1356 | 1519 | 1487 | 1395 |
| 6 | Leistungsverlust $N_i - N_{el}$ . . . . . kW | 38,8 | 38,7 | 36,3 | 37,3 | 42,7 |
| 7 | entspr. Drehmoment $973 \cdot \frac{N_i - N_{el}}{n}$ mkg | 268 | 294 | 312 | 288 | 294 |
| 8 | HDC: Indizierter Druck $p_i'$ . . . . . at | 4,81 | 5,18 | 5,46 | 5,33 | 5,14 |
| 9 | „ Indizierte Leistung $N_H$. . . kW | 104,4 | 101,8 | 95,5 | 103,4 | 111,4 |
| 10 | „ „ „ $N_h = 100 \cdot \frac{N_H}{N_i}$ % | 58,8 | 57,2 | 53,8 | 54,7 | 55,2 |
| 11 | N DC: Indizierter Druck $p_i''$ . . . . . at | 1,30 | 1,49 | 1,80 | 1,77 | 1,61 |
| 12 | „ Indizierte Leistung $N_i$ . . . . . kW | 73,4 | 76,3 | 82,1 | 89,5 | 91,0 |
| 13 | Dampfaufnahme: Arbeitsdampf $D_a$ . kg/st | 1623 | 1670 | 1750 | 1901 | 1990 |
| 14 | „ Manteldampf $D_m$ . „ | 24 | 25 | 40 | 26 | 27 |
| 15 | „ Insgesamt $D$ . . . „ | 1647 | 1695 | 1790 | 1927 | 2017 |
| 16 | Dampfverbrauch: $D/N_{el}$ . . . . kg/kW·st | 11,8 | 12,2 | 12,7 | 12,4 | 12,6 |
| 17 | „ $D/N_i$ . . . . „ | 9,3 | 9,5 | 10,1 | 10,0 | 10,0 |
| 18 | „ $D/M_i$ . . . . . kg/mkg | 13,4 | 12,5 | 11,8 | 13,0 | 14,4 |
| 19 | Frischdampf: Druck $p_1$ . . . . . at | 12,0 | 12,0 | 12,0 | 12,0 | 12,0 |
| 20 | „ Temperatur $t_1$ . . . . . °C | 216 | 221 | 224 | 220 | 223 |
| 21 | Aufnehmerdruck $p_2$ . . . . . at | 1,85 | 2,05 | 2,44 | 2,45 | 2,35 |
| 22 | Gegendruck $p_3$ . . . . . „ | 0,24 | 0,26 | 0,24 | 0,29 | 0,24 |

Zunächst wurde wieder die entnommene *Leistung konstant* auf 140 kW gehalten; die indizierte Leistung war rund 178 kW. Druck, Vakuum, Dampftemperatur wurden nicht verändert, die Umlaufzahl änderte sich von 141 auf 114. Dabei nimmt die Dampfaufnahme der Maschine deutlich zu, also vermehrt sich der relative Dampfverbrauch. Um nämlich bei sinkender Umlaufzahl doch noch die gleiche Leistung aus der Maschine zu ziehen, muß sich das von der Maschine geleistete Drehmoment erhöhen; um das zu zeigen, ist das der indizierten Leistung entsprechende Drehmoment $M_i = 973 \cdot \frac{N_i}{n}$ berechnet. Diese Vermehrung führt zu einer Vergrößerung der Füllung, woraus allerdings direkt keine Vermehrung des Dampfverbrauches folgt, da ja zwar bei jedem Hub eine größere Dampfmenge, diese aber seltener eingefüllt

Digitized by Google

wird. Mit der Vergrößerung der Füllung aber verkleinert sich der Expansionsgrad des in der Maschine wirkenden Dampfes, und aus dieser verschlechterten Dampfausnutzung folgt eine weitere Vergrößerung der Füllung und diesmal des Dampfverbrauchs. Wir beobachten mit sinkender Drehzahl ein Fallen der Reglerhülse, entsprechend der kleineren Füllung, und ein Abfallen des Aufnehmerdrucks. Letzteres hat ebenfalls eine doppelte Ursache: Einesteils wirkt die vergrößerte, durch die Maschine gehende Dampfmenge, andernteils aber auch die Tatsache auf den Aufnehmerdruck ein, daß ja zwar bei einem Hub

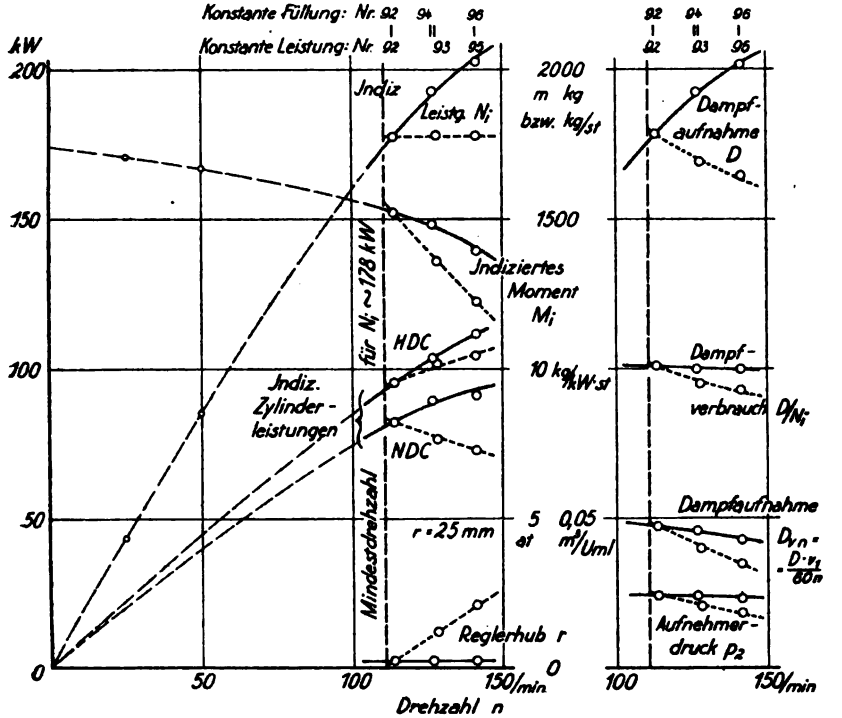



Fig. 92. Dampfmaschine bei wechselnder Drehzahl. Leistung bzw. Belastung konstant.

stets das gleiche Volumen aus dem Aufnehmer genommen wird, so lange die Füllung des Niederdruckzylinders konstant bleibt, daß aber die Entnahme öfter stattfindet, was die gleiche Wirkung haben muß, wie eine Vergrößerung der Niederdruckfüllung.

Schon die erwähnte Bewegung des Reglers belehrte uns, daß die Maschine bei steigender Umlaufzahl eine höhere Leistung herzugeben in der Lage ist; das bestätigt die Versuchsreihe *B*. Bei *konstanter Hochdruckfüllung* vermehrt sich die Dampfaufnahme der Maschine, es steigt aber auch die indizierte sowohl wie die elektrisch abzunehmende Leistung bei steigender Umlaufzahl. Darüber also, ob der relative Dampfverbrauch ungünstiger wird oder nicht, muß die Beobachtung



Digitized by Google

entscheiden; diese zeigt, daß $\frac{D}{N_i}$ fast konstant ist, vielleicht etwas sinkt. Diese Tatsache rührt davon, daß die gesamte Diagrammform so gut wie unverändert bleibt, auch wenn die Umlaufzahl sich ändert: denn es sind alle die Diagrammform bedingenden Größen — zu denen die Umlaufzahl erst durch Sekundäreinflüsse gehört — unverändert geblieben.

Die gedachten Sekundäreinflüsse sind darin zu finden, daß bei unveränderter theoretischer Diagrammform doch die Drosselverluste beim Ein- und Austritt beider Zylinder und beim Durchgang durch den Aufnehmer sich vergrößern. Dadurch sinkt mit steigender Drehzahl die volumetrische Aufnahme bei einem Hub von 0,0472 auf 0,0432 m³, also um 10%, es sinkt — bei steigender Leistung — der indizierte Druck selbst im Hochdruckzylinder, für den das Druckgefälle zunimmt. Das von der Maschine gelieferte Drehmoment sinkt — das aus der indizierten Leistung zu errechnende sehr merklich, das der elektrischen Leistung entsprechende deutlich, aber weniger.

Einen eigentümlichen Gang hat der Verlust im Getriebe einschließlich der Dynamo. Der Leistung nach ist er fast konstant, wenn die Leistung konstant bleibt; der Wirkungsgrad $\eta_{mech} \cdot \eta_{dyn}$ bleibt also unverändert. Bei gleicher Füllung steigt die verlorene Leistung mit der Umlaufzahl, so daß der Wirkungsgrad wieder konstant bleibt. Das verlorene Moment nimmt in jedem Falle mit steigender Drehzahl ab. Zur sicheren Beurteilung dieser Änderungen, wo die Differenzen der gemessenen Leistungen eingehen, reichen die Versuche nicht aus.

Die Nutzleistung der Dampfmaschine wurde nicht berechnet, weil es unsicher ist, wie die Leistungsverluste in der Dynamo (Fig. 77, S. 214) mit der Drehzahl sich ändern mögen. Gut bemessene Dynamos freilich gehen in der Nähe des Sollzustandes durch ein Optimum hindurch, so daß die Verluste sich nahe dem Sollzustand wenig ändern: bei unveränderter Netzspannung kann mit steigender Drehzahl die Felderregung zurückgehen, die Feldverluste werden kleiner, die Zunahme der Hysteresisverluste aus der Tourenvermehrung wird geringer; andererseits steigt natürlich der Ventilations- und Reibungsverlust; beides gleicht sich einigermaßen gegeneinander ab.

Wir stellen nun die Frage, ob *die kleinere oder die höhere Drehzahl den wirtschaftlichen Betrieb ergibt.*

Im Falle *bestimmter verlangter Leistung* wird durch Steigerung der Drehzahl der Dampfverbrauch verbessert; im Beispiel entspricht der Drehzahlsteigerung von 113,8 auf 141,2, im Verhältnis 1 : 1,24, eine Verringerung des Verbrauches, bezogen auf die elektrische Leistung von 12,7 auf 11,8, im Verhältnis 1 : 0,93. Diese 7% Verbesserung darf indessen nicht als Reingewinn verbucht werden, sonst ergäbe sich zweifelsfrei die Regel, die Drehzahl der Dampfdynamo tunlichst zu steigern. Dagegen zu rechnen ist aber die vermehrte Abnutzung; dieselbe ist in Zylindern, Lagern, Kollektor mindestens der Drehzahl proportional anzusetzen. Wo man also bei 113,8 Umläufen vielleicht mit 10% Abschreibung rechnen wollte, hat man bei der höheren Drehzahl $10 \times 1{,}24 = 12{,}4\%$ dafür in Berechnung zu bringen. Bei einem Maschinen-

Digitized by Google

wert von rund 30 000 Mark ist die Abschreibung 2,4% oder 720 Mark höher zu bemessen, will man beiden Betriebsarten gleichmäßig gerecht werden. Die Dampfersparnis aber — unter der Annahme der Leistung 140 kW für $300 \times 10 = 3000$ Betriebsstunden jährlich — wäre $(1790 - 1647) \cdot 3000 = 429\,000$ kg jährlich, das mögen $429\,000 \cdot 1{,}1 = 472\,000$ kg Dampf am Kessel sein, entsprechend $472\,000 : 7 = 67\,000$ kg Kohle zu 2,5 Pfg. also 1680 Mark. Ein merklicher Vorteil von rund 1000 Mark bleibt also immerhin zugunsten der höheren Drehzahl bestehen.

Im Falle *bestimmten verlangten Drehmomentes* schlägt diese Rechnung nicht durch. Meist ist hier insgesamt *eine gewisse Arbeit* zu bewältigen, etwa für ein Wasserwerk der Wasserbehälter aufzufüllen, für ein Kühlhaus der Wärmeverlust zu decken; die tägliche Betriebsdauer kann dann bei höherer Drehzahl vermindert werden. Aber nicht im Verhältnis der Drehzahl. Denn während im Beispiel die Drehzahl im Verhältnis 1 : 1,24 stieg, wuchs die Leistung nur von 141,3 auf 159,7 kW, im Verhältnis 1 : 1,13. Im Bezug auf eine bestimmte zu liefernde Arbeit ist also der Betrieb mit hoher Drehzahl merklich ungünstiger. Das kann noch schlimmer werden, wenn der Arbeitsbedarf selbst mit der Geschwindigkeit der Förderung steigt; bei einer Pumpe ist das der Fall, sobald die Förderhöhe nicht rein geodätisch ist, § 116, 125, 131. Bei hydraulischer Förderhöhe, aber bestimmter, zu fördernder Wassermenge ist also die möglichst gleichmäßige, über den ganzen Tag verteilte Förderung vorteilhaft. Ähnlich bei *Kühlanlagen:* mit zunehmender Drehzahl steigt die Kälteleistung grundsätzlich ihr proportional, und die Betriebsdauer kann umgekehrt proportional verringert werden. Mit der Kälteleistung nehmen aber zu die Widerstände des Kälteträgers in Ventilen und Rohrleitung und des Wärmeüberganges durch die Heizflächen des Kondensators und Verdampfers, mit anderen Worten es wächst, thermisch gesprochen, die zu überwindende Temperaturstufe oder, mechanisch gesprochen, die zu überwindende Druckstufe und daher der indizierte Druck. Diese sekundären Einflüsse beeinträchtigen die Wirtschaftlichkeit des Betriebes mit höherer Drehzahl trotz kürzerer Betriebszeit; wieweit der Fehlbetrag wieder aufgeholt wird, wenn in der kürzeren Betriebszeit die Wärmeverluste des Kessels fallen, wenn also die Betriebspause für den Kessel sich vergrößert, das steht dahin; der Einfluß fällt jedenfalls fort, wenn der Kessel zu anderem Zweck ohnehin in Betrieb ist.

Wesentlich ist es, sich die Größenordnung der Beträge einzuprägen, um die es sich handelt. Aus den Beispielen geht hervor, daß einige, wenn auch *mit betriebstechnischen Mitteln vorgenommene Versuche über die günstigste Drehzahl* einer Kolbendampfmaschinen-Anlage den Zeitaufwand *lohnen* können, selbst bei kleineren Anlagen dann, wenn es sich um durchgehenden Betrieb handelt (Entwässerungspumpwerke, Kühlanlagen). Auch heißt „betriebstechnisch" natürlich nicht „ohne Sorgfalt".

Für *Abnahmeversuche* folgt aus den gemachten Darlegungen, daß die Innehaltung der vorgeschriebenen Drehzahl durch die Dampfmaschine wichtig ist. Wo die Leistung festliegt, würde durch Überschreitung der Drehzahl die Innehaltung des garantierten Dampfverbrauches er-



Digitized by Google

leichtert werden auf Kosten der Lebensdauer; wo eine bestimmte Arbeit zu verrichten ist, würde durch Überschreitung der Drehzahl zwar kaum der Dampfverbrauch verändert; wohl aber würde der gesamte Kohlen- oder Dampfbedarf eines Tages ungünstig beeinflußt werden — in welchem Maße, hängt von der Charakteristik der anzutreibenden Anlage ab. —

Wir nahmen hier wie immer bisher die gleichbleibende Reglerstellung als Zeichen gleichbleibender Füllung. Gerade bei wechselnder Drehzahl aber trifft diese Annahme nur bedingt zu, nämlich nur für zwangläufige Steuerungen. Bei Ausklinksteuerungen indessen bleibt zu beachten, daß der Fall des Ventiles stets gleiche Zeit, also bei wech-

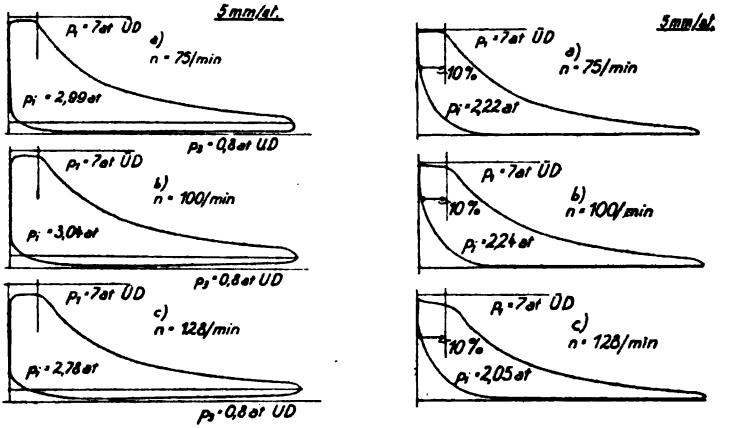



Fig. 93a. Kondensationsbetrieb. Fig. 93b. Auspuffbetrieb.

Fig. 93. Einfluß der Drehzahl auf die Diagrammform. 1/8 nat. Gr. Vergleichshalber ist in den Diagrammen die Füllung 10% durch eine senkrechte Linie angemerkt.

selnder Drehzahl verschiedene Kolbenwege in Anspruch nimmt; das wirkt auf Vergrößerung der Füllung und damit des Drehmomentes mit der Drehzahl, und kann in Verbindung mit der normalen Abnahme der Momenten-Kennlinie (§ 4) zur Erreichung eines Höchstwertes führen. Die Diagramme Fig. 93a und b zeigen das: Es ergab sich:

| | bei Auspuff | | | bei Kondensation | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| bei der Drehzahl . . . . . | 75 | 100 | 128 | 75 | 100 | 128 /min |
| der indizierte Druck . . . . | 2,22 | 2,24 | 2,05 | 2,99 | 3,04 | 2,78 at |

und man sieht hierin, sowie weil in die Diagramme jedesmal die Füllung 10% eingetragen ist, die besprochenen Einflüsse: Die scheinbare Füllung wird um so größer, je höher die Drehzahl, trotzdem nimmt $p_i$ und daher das Moment nicht dauernd zu, sondern nur bis zu einem Höchstwert. — Die Diagramme sind in § 81 weiter besprochen.

**74. Einfluß der Niederdruckfüllung.** Innere Änderungsmöglichkeiten im Betriebe der Dampfmaschine sind: die Füllung des Niederdruckzylinders und die Kompression an allen Zylindern. Der Einfluß

Digitized by Google

wechselnder Füllung des Niederdruckzylinders wird durch Tabelle 35, durch das Schaubild Fig. 94 und durch die Dampfdiagramme Fig. 95 erläutert.

Bei (nicht sehr gut) konstant gehaltener Leistung von rund 132 kW, gemessen als Leistungsaufnahme der belastenden Dynamo, wurde die Füllung $\varphi_n$ des Niederdruckzylinders verändert von 25 bis 81%. Der Dampfdruck $p_1$ war befriedigend konstant, die Dampftemperatur nur mäßig. Die Maschine lief mit Auspuff, der Gegendruck betrug also $p_2 = 1{,}05$ at (Barometerstand 767 mm QuS). Die Drehzahl $n$ ist im wesentlichen konstant, ein geringer Anstieg bei Vergrößerung der Füllung rührt davon her, daß der Regler, dessen Höhe über dem Aufsitzen mit $r$ bezeichnet ist, sich etwas hob; die Gründe folgen sogleich. Die indizierte Leistung schwankt in annähernd gleichen Grenzen, innerhalb deren sich die Nutzleistung durch mangelhaftes Konstanthalten bewegte. Immerhin ist der Unterschied $N_i - N_b$ in auffallender Weise — ob zufällig, bleibt fraglich — bei mittlerer Füllung am kleinsten, so daß $N_b$ noch schlechter konstant blieb als $N_i$.

Der Dampfverbrauch ist deutlich bei mittelgroßer Füllung des Niederdruckzylin-

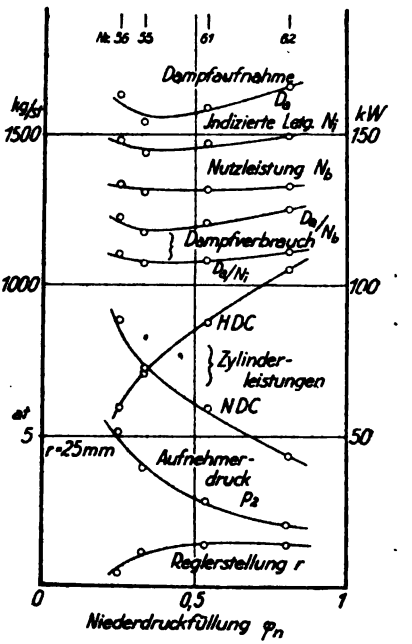



Fig. 94. Dampfmaschine bei verschiedener Füllung des NDC.

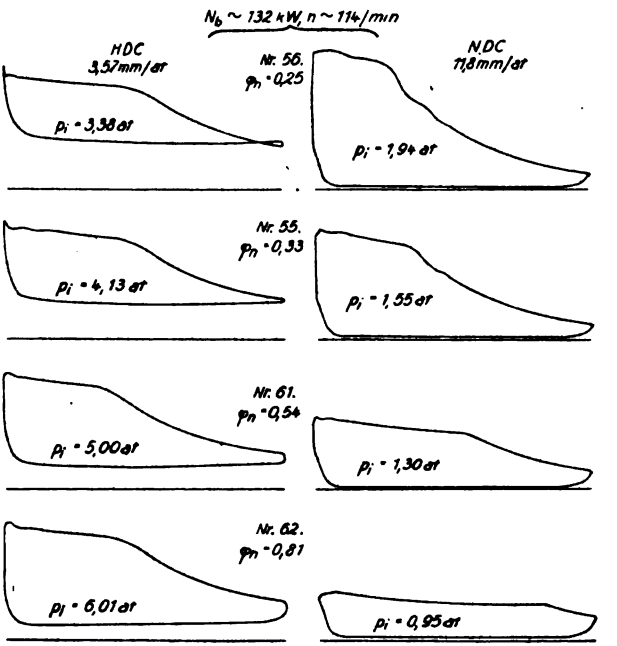



Fig. 95. Diagramme der Dampfmaschine bei verschiedener Füllung des NDC. 2/3 nat. Gr.

Digitized by Google

ders am günstigsten. Das Optimum scheint, bezogen auf $N_b$, etwa bei 40% Füllung, bezogen auf $N_i$, etwa bei 50% zu liegen, Werte, die natürlich von der Art der Maschine, ihrer sonstigen Einsteuerung und von der Höhe der Belastung abhängig sein können.

Tabelle 35. Einfluß der Niederdruckfüllung auf den Gang der Dampfmaschine.

| | Versuch Nr. | 56 | 55 | 61 | 62 |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Niederdruckfüllung $\varphi_n$ . . . . . — | 0,254 | 0,334 | 0,536 | 0,812 |
| 2 | Drehzahl $n$ . . . . . /min | 113,9 | 114,1 | 114,1 | 114,2 |
| 3 | Reglerstand $r$ . . . . . mm | 2,2 | 5,8 | 6,8 | 7,0 |
| 4 | Indizierte Leistung $N_i$ . . . . . kW | 147,8 | 143,4 | 147,0 | 149,2 |
| 5 | Bremsleistung $N_b$ . . . . . „ | 133,2 | 130,8 | 131,3 | 132,0 |
| 6 | Getriebeverlust $N_i - N_b$ . . . . . „ | 14,6 | 12,6 | 15,7 | 17,2 |
| 7 | Dampfaufnahme (ohne Mäntel) $D_a$ kg/st | 1628 | 1538 | 1589 | 1657 |
| 8 | Dampfverbrauch: $D_a/N_i$ . . kg/kW·st | 11,02 | 10,72 | 10,81 | 11,11 |
| 9 | „ $D_a/N_b$ . . „ | 12,22 | 11,76 | 12,08 | 12,51 |
| 10 | Frischdampf: Druck $p_1$ . . . . . at | 11,8 | 11,9 | 11,8 | 12,0 |
| 11 | „ Temperatur $t_1$ . . . °C | 234 | 229 | 207 | 222 |
| 12 | Aufnehmerdruck $p_2$. . . . . at | 5,1 | 3,95 | 2,85 | 2,1 |
| 13 | Gegendruck $p_3$ . . . . . „ | 1,05 | 1,05 | 1,05 | 1,05 |
| 14 | Leistungsanteil des HDC . . . . . kW | 59,2 | 72,5 | 87,7 | 105,6 |
| 15 | % | 0,401 | 0,505 | 0,596 | 0,707 |
| 16 | Leistungsanteil des NDC . . . . . kW | 88,6 | 70,9 | 59,3 | 43,6 |

Besonders stark verändert sich mit der Füllung des Niederdruckzylinders der Druck $p_2$ im Aufnehmer: er sinkt mit steigender Füllung $\varphi_n$. Der Grund davon ist unschwer zu erkennen. Jeder Zeit muß dasjenige Dampfgewicht, das in den Hochdruckzylinder vom Regler eingelassen ist, auch in den Niederdruckzylinder eingefüllt werden; dieses Dampfgewicht ist, innerhalb der oben besprochenen Grenzen, immerhin annähernd konstant. Bei einer Änderung der Füllung muß sich daher der Aufnehmerdruck so einstellen, daß bei einem Hube bis zum Absperren des Niederdruckzylinders immer das (annähernd) gleiche Dampfgewicht in ihm eingefüllt wird; das führt, bei verkleinerter Füllung, also verkleinertem, einzufüllendem Volumen, zur Vergrößerung der Dampfdichte, als des Dampfdruckes.

Das Ansteigen des Aufnehmerdruckes mit Verkleinerung der Füllung $\varphi_n$ hat noch folgende Nebenwirkung. Die Kompression des Hochdruckzylinders hat stets den gleichen Wert, das heißt das Verhältnis des Kompressions-Anfangsvolumens (oder -druckes) zum Kompressions-Endvolumen (oder -druck) bleibt etwa unverändert. Bei kleinem $\varphi_n$ wird also mit dem Kompressionsanfangsdruck auch der Kompressionsenddruck des Hochdruckzylinders ansteigen. Das führt bei kleinstem $\varphi_n$ schon zur schwachen Schleifenbildung am Ende der Kompression. Bei kleinem Aufnehmerdruck, großem $\varphi_n$ dagegen geht die Kompression bei weitem

Digitized by Google

nicht auf den Frischdampfdruck. Während nun im ersten Fall die Dampfaufnahme je Hub einfach durch die Länge der Füllung $\varphi_H$ im Diagramm gegeben ist, gibt diese Länge im zweiten Fall nur einen Teil der aufgenommenen Dampfmenge wieder, und die Dampfaufnahme ist größer als es der Füllungslänge im Hochdruckdiagramm entspricht; zu ihr kommt nämlich hinzu die Dampfmenge, die den schädlichen Raum vom Kompressionsend- auf den Einströmdruck auffüllt. Diese zusätzliche Dampfaufnahme (S. 262) hat zur Folge, daß bei der Vergrößerung von $\varphi_n$ von 53,6 auf 81,2% der Regler zwar noch weiter von 6,8 auf 7,0 mm hochgeht; daraus darf man aber nicht auf weitere Verminderung der Dampfaufnahme schließen; diese ist vielmehr von 1589 auf 1657 gestiegen.

Das Heraufgehen des Reglers bei vergrößerter Niederdruckfüllung zeigt, daß die Maschine sich von ihrer Höchstleistung entfernt; die Leistung bei einer bestimmten Reglerstellung und die Höchstleistung der Maschine steigt mit wachsender Füllung des Niederdruckzylinders dauernd, zuerst unter Verbesserung, weiterhin unter Verschlechterung des Dampfverbrauches. Die Reglerstellung läßt also Schlüsse auf die Dampfaufnahme nicht zu, sobald verschieden hohe Kompressionsenddrücke ins Spiel kommen.

Diese Ergebnisse dürften sich qualitativ bei anderen Maschinen wiederholen.

Tabelle 36. Einfluß der Niederdruckfüllung bei verschiedener Leistung.

| | Niederdruckfüllung $\varphi_n$ . . . . . — | 0,254 | 0,334 | 0,536 | 0,812 |
|---|---|---|---|---|---|
| | Versuch Nr. | 58 | 58 | 59 | 64 |
| 1 | Indizierte Leistung $N_i$ . . . . . kW | 74,6 | 79,2 | 76,8 | 76,3 |
| 2 | Dampfaufnahme (ohne Mäntel) $D_a$ kg/st | 886 | 899 | 849 | 851 |
| 3 | Dampfverbrauch $D_a/N_i$ . . kg/kW·st | 11,88 | 11,36 | 11,07 | 11,17 |
| | Versuch Nr. | 57 | 54 | 60 | 63 |
| 4 | Indizierte Leistung $N_i$ . . . . . kW | 122,2 | 123,4 | 124,1 | 123,6 |
| 5 | Dampfaufnahme (ohne Mäntel) $D_a$ kg/st | 1311 | 1321 | 1300 | 1315 |
| 6 | Dampfverbrauch $D_a/N_i$ . . kg/kW·st | 10,72 | 10,70 | 10,48 | 10,63 |
| | Versuch Nr. | 56 | 55 | 61 | 62 |
| 7 | Indizierte Leistung $N_i$ . . . . . kW | 147,8 | 143,4 | 147,0 | 149,2 |
| 8 | Dampfaufnahme (ohne Mäntel) $D_a$ kg/st | 1628 | 1538 | 1589 | 1657 |
| 9 | Dampfverbrauch $D_a/N_i$ . . kg/kW·st | 11,02 | 10,72 | 10,81 | 11,11 |

Es war aber schon gesagt worden, es bleibe fraglich, ob auch *bei verschiedener Leistung* die Niederdruckfüllung $\varphi_n \sim 40\%$ stets die günstigste sei. Hierüber gibt Tabelle 36 sowie Fig. 96 Auskunft. Es zeigt sich, daß die Füllung $\varphi_n \sim 50\%$ von halber bis herauf zu voller Leistung gleichmäßig die günstigste ist. Allerdings verlaufen die Kurven $D_a = f(N_i)$ um so steiler, je größer die Füllung ist: bei 75 kW liegt die Kurve $\varphi_n = 25{,}4\%$ oben, bei 150 kW die Kurve $\varphi_n = 81{,}2\%$. Bei hoher Leistung ist also ein Übertreiben der Niederdruckfüllung schädlicher

Digitized by Google

als das Gegenteil, bei kleiner Leistung ist es umgekehrt. Der Größenordnung nach handelt es sich bei hoher Leistung um Unterschiede von im ganzen 11,11 — 10,72 = 0,39 kg / kW · st oder 3,5%, die bei der weitgehenden Veränderung von $\varphi_n$ in Tabelle 36 vorkommen; bei halber Leistung steigt der Mehrverbrauch bei schlechter Einstellung auf

0,81 kg / kW · st

oder 7,2% des günstigst möglichen. Wie man aus den Indikatordiagrammen die beste Einstellung finden kann, wird in § 81 und 82 besprochen.

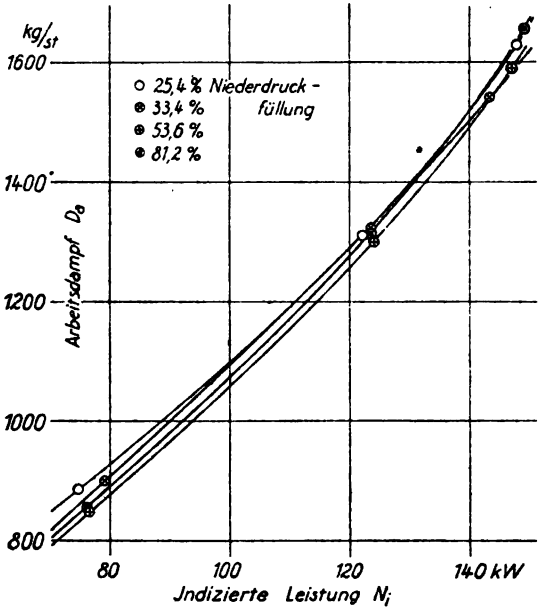



Fig. 96. Dampfaufnahme der Dampfmaschine bei verschiedener Niederdruckfüllung und verschiedener Leistung.

**75. Einfluß der Kompression bei verschiedenem Gegendruck.** Außer der Niederdruckfüllung kann noch die Kompression in beiden Zylindern willkürlich verändert werden. Den Einfluß der Änderung auf die *Diagrammform* zeigen Fig. 97 a und b. Es sind noch Diagrammpaare mit Auspuff- und mit Kondensationsbetrieb übereinander gestellt. Die Nutzleistung war stets etwa 125 kW. Die Diagramme entstammen den Versuchsreihen A und C, die neben 2 weiteren in Tabelle 37 gegeben sind; bei jeder dieser 4 Versuchsreihen war der Gegendruck vom Kondensatordruck bis auf den atmosphärischen allmählich gesteigert worden durch Lufteinlassen in den Kondensator.

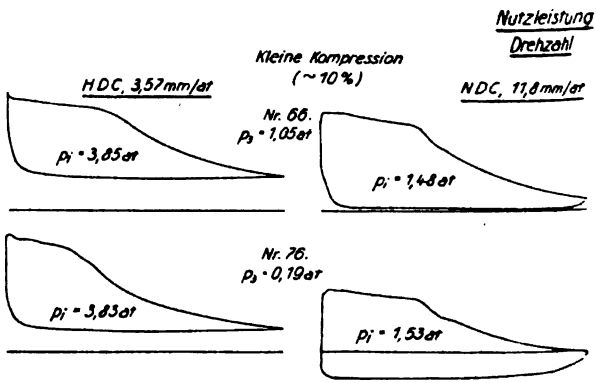



Fig. 97a. Kleine Kompression.

Fig. 97. Dampfmaschinendiagramme bei

Ausgehend von Nr. 66, Auspuff und kleine Kompression, ist bei Nr. 76 Kondensationsbetrieb erreicht. Man wird nach dem Augenschein die Diagramme der Nr. 66 für gut halten, abgesehen

Digitized by Google

etwa von der zu geringen Vorausströmung am Niederdruckzylinder, vgl. § 81. Bei Nr. 76 wird man vermutlich die Kompression als zu klein tadeln, namentlich am Niederdruckzylinder, aber auch am Hochdruckzylinder, — In Nr. 77 ist die Kompression beider Zylinder vergrößert, und es sind dadurch beim Kondensationsbetrieb gute Diagramme erzielt worden. Gehen wir aber nun zum Auspuff über, so erhalten wir beträchtliche Schleifenbildung an beiden Zylindern, und daher recht mangelhafte Diagramme. Beim Übergang zur größeren Kompression (25% gegen 10%) war auch die Niederdruckfüllung vergrößert worden, weil sonst die Hochdruckschleife bei Auspuffbetrieb noch größer geworden und auch bei Kondensation aufgetreten wäre.

Bei Auspuffbetrieb gibt also der kleinere, bei Kondensationsbetrieb der größere der beiden zum Vergleich gestellten Kompressionsgrade die besten Diagramme. Geht man von einer zur anderen Betriebsart über, so muß man die Kompression verändern, oder die schlechtere Diagrammform zeitweise in Kauf nehmen. Soll der Übergang vom Kondensations- zum Auspuffbetrieb häufiger und deshalb ohne anderweite Einsteuerung vorgenommen werden, so wird mancher geneigt sein, ohne weiteres die Schleifenbildung der Nr. 84 für stark tadelnswert zu halten gegenüber der zu geringen Kompression in Nr. 76, und deshalb die kleinere Kompression vorzuziehen. Diese Begründung der Wahl wäre vorschnell: *grundsätzlich* ist die *beste Diagrammform* diejenige, bei der alle vorkommenden, nicht umkehrbaren Vorgänge zusammengenommen einen Mindestwert erhalten. Nun sind aber die Schleifen an sich keine nicht umkehrbaren Vorgänge. Irreversibel ist bei Nr. 84 der Druckausgleich im Augenblick der Voreinströmung; es gleichen sich beim Hochdruckzylinder etwa 2 at, beim Niederdruckzylinder etwa 1,5 at aus. Aber auch in Nr. 76 ist ein irreversibler Druckausgleich, wegen zu kleiner Kompression, vorhanden, und zwar handelt es sich hier um anscheinend etwa 5 at beim Hochdruckzylinder, um etwa 2 at beim Niederdruckzylinder. Da die ausgeglichenen Volumina beidemal dieselben sind — beidemal der schädliche Raum —, so ist der Einlaßvorgang bei Nr. 76 ungünstiger als bei Nr. 84.

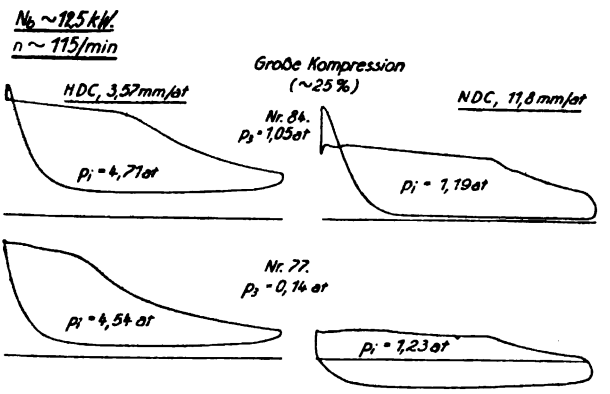



Fig. 97 b. Große Kompression.
Auspuff und Kondensation. 2/5 nat. Gr.

Diese Darlegung soll nur dem weitverbreiteten Vorurteil entgegentreten, als sei eine Schleife im Diagramm das allerschlimmste. Die Messung wird gleich die große Kompression doch als die ungünstigere erweisen; nur ist daran nicht die Schleifenbildung schuld, sondern die

Digitized by Google

Vergrößerung der beim Ausströmen vorkommenden irreversiblen Spannungsausgleiche. Das Hochdruckdiagramm läuft bei Nr. 76 rechts spitz aus, bei Nr. 84 gleichen sich im Augenblick der Vorausströmung des Hochdruckzylinders etwa 1,3 at Druckunterschied aus; das Niederdruckdiagramm von Nr. 76 läßt etwa 0,7 at, das von Nr. 84 aber läßt 0,9 at Druckunterschied zum Ausgleich kommen; hier ist bei beiden Zylindern der Betrieb mit kleiner Kompression im Vorteil, und das muß um so mehr auf den Dampfverbrauch einwirken, als diesmal immer das große Zylindervolumen (zuzüglich schädlichem Raum) die irreversible Zustandsänderung durchmacht. Übrigens ist, bei dieser Betrachtungsweise, auch Nr. 66 gegen Nr. 77 im Vorteil, und deshalb läßt sich rein aus den Diagrammen annehmen, die Einsteuerung der Maschine mit kleiner Kompression werde bei Kondensation und bei Auspuff günstiger sein als die mit großer.

Das bestätigen nun die Versuche, die in Tabelle 37 gegeben sind; einige Vergleichswerte sind in Fig. 98 und 99, 100 und 101 zusammengestellt. Bei den Versuchen ist einmal die Leistung, ein zweites Mal der Belastungsgrad konstant gehalten; der Übergang vom Auspuff- zum Kondensationsbetrieb ist allmählich und mit Beobachtung einiger Zwischenstufen vorgenommen.

Über die *Versuchsausführung* wäre nur zu erwähnen, daß der Übergang in der Richtung vom Kondensations- zum Auspuffbetrieb jederzeit

Tabelle 37. Einfluß des Kompressionsgrades

| | | 10% Kompression | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | A. Leistung konstant | | | | B. Belastungs- | |
| | Versuch Nr. | 66 | 71 | 74 | 76 | 66 | 72 |
| 1 | Nutzleistung $N_b$ . . . . . kW | 118,6 | 118,9 | 119,6 | 119,9 | 118,6 | 131,2 |
| 2 | Reglerstellung $r$ . . . . . mm | 9,0 | 12,6 | 16,6 | 19,5 | 9,0 | 9,0 |
| 3 | Gegendruck $p_3$ . . . . . at | 1,05 | 0,74 | 0,47 | 0,19 | 1,05 | 0,74 |
| 4 | Drehzahl $n$ . . . . . /min | 114,6 | 115,3 | 116,0 | 116,8 | 114,6 | 114,6 |
| 5 | Indizierte Leistung $N_i$ . . kW | 135,8 | 136,6 | 140,0 | 140,4 | 135,8 | 148,3 |
| 6 | Getriebeverlust $N_i - N_b$ . . „ | 17,2 | 17,7 | 20,4 | 20,5 | 17,2 | 17,1 |
| 7 | Leistungsanteil: HDC : $N_H$ . „ | 67,8 | 69,8 | 68,8 | 68,7 | 67,8 | 70,4 |
| 8 | „ NDC : $N_N$ . „ | 68,0 | 66,8 | 71,2 | 71,7 | 68,0 | 77,9 |
| 9 | „ HDC : $N_h$ . % | 49,9 | 51,2 | 49,2 | 48,9 | 49,9 | 47,5 |
| 10 | Dampfaufnahme: Arbeitsdampf $D_a$ . . . . . kg/st | 1466 | 1283 | 1271 | 1197 | 1466 | 1504 |
| 11 | Dampfaufnahme: insgesamt $D$ „ | 1488 | 1305 | 1286 | 1211 | 1488 | 1529 |
| 12 | Dampfverbrauch $D/N_b$ . kg/kW·st | 12,54 | 10,98 | 10,75 | 10,10 | 12,54 | 11,65 |
| 13 | „ $D/N_i$ . „ | 10,96 | 9,55 | 9,18 | 8,62 | 10,96 | 10,30 |
| 14 | Mehrverbrauch bei großer Kompression $\left\{\begin{matrix} D/N_b - \\ D/N_i - \end{matrix}\right.$ | | | | | | |
| 15 | Druck des Frischdampfes . . . at | 11,8 | 11,9 | 11,9 | 12,0 | 11,8 | 11,8 |
| 16 | Druck im Aufnehmer . . . . „ | 3,83 | 3,35 | 3,07 | 2,75 | 3,83 | 3,72 |
| 17 | Frischdampftemperatur . . . °C | 216 | 226 | 204 | 208 | 216 | 211 |

Digitized by Google

und beliebig schnell vorgenommen werden darf. Man bewirkt die Zerstörung des Vakuums, indem man in den Kondensator Luft einläßt, und die einströmende Menge mittels eines Hahnes oder anderswie regelt. Die gleiche Wirkung tut eine Verminderung der Kühlwassermenge, doch ist diese Regelung zum Beispiel bei Verwendung von Kreiselpumpen wenig bequem. In bezug auf die Dampfmaschine sind beide Arten der Regelung gleichwertig, da ja unter allen Umständen im Verbindungsrohr von der Maschine zum Kondensator nur Dampf strömt, und, der Natur der Sache nach, niemals Luft zur Maschine zurücktreten kann, außer etwa im Augenblick der Regelung. — Der Übergang im entgegengesetzten Sinn, vom Auspuff- zum Kondensationsbetrieb, muß vorsichtig vorgenommen werden. Beim Auspuffbetrieb befinden sich die Eisenteile des Kondensators und der Kondensatpumpe auf 100°, Vakuum kann daher nur in dem Maße entstehen, wie die Eisenmassen ihre Wärme abgeben; beim Absperren der Luft hört die Kondensatpumpe plötzlich auf zu fördern, sobald der Druck im Kondensator unter den Wert zu sinken strebt, der der Temperatur ihrer Eisenmassen entspricht. Dann sammelt sich Wasser im Kondensator und gelangt unter Umständen in den Zylinder der Luftpumpe oder gar der Dampfmaschine. Bei nasser Kondensatpumpe liegt diese Schwierigkeit weniger vor.

Es soll nun an Hand der Tabelle 37 und Fig. 98 und 99 zunächst

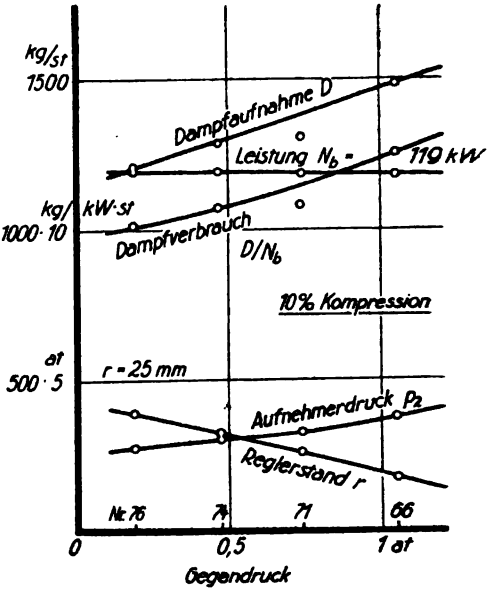
und des Gegendruckes auf die Dampfmaschine.

| | | 25% Kompression | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| grad konstant | | C. Leistung konstant | | | | D. Belastungsgrad konstant | | | |
| 78 | 75 | 84 | 81 | 80 | 77 | 88 | 82 | 79 | 78 |
| 140,1 | 145,3 | 118,3 | 119,2 | 117,2 | 119,1 | 105,9 | 116,3 | 127,7 | 134,7 |
| 9,0 | 9,0 | 4 | 7,2 | 14,5 | 17,5 | 9 | 9 | 9,3 | 8,8 |
| 0,45 | 0,22 | 1,05 | 0,73 | 0,47 | 0,14 | 1,05 | 0,73 | 0,46 | 0,22 |
| 114,6 | 114,8 | 113,7 | 114,0 | 114,1 | 115,2 | 114,0 | 114,0 | 113,8 | 114,1 |
| 158,4 | 165,1 | 136,7 | 138,1 | 132,3 | 137,0 | 121,6 | 134,0 | 145,3 | 154,5 |
| 18,3 | 19,8 | 18,4 | 18,9 | 15,1 | 17,9 | 15,7 | 17,7 | 17,6 | 19,8 |
| 72,7 | 75,9 | 82,4 | 83,4 | 80,6 | 80,4 | 80,4 | 83,1 | 85,5 | 87,7 |
| 85,7 | 89,2 | 54,3 | 54,7 | 51,7 | 56,6 | 41,2 | 50,9 | 59,8 | 66,8 |
| 45,9 | 46,1 | 60,3 | 60,4 | 60,8 | 58,7 | 66,2 | 62,0 | 59,8 | 56,8 |
| 1509 | 1539 | 1621 | 1517 | 1312 | 1256 | 1387 | 1411 | 1444 | 1504 |
| 1541 | 1556 | 1637 | 1537 | 1328 | 1305 | 1397 | 1430 | 1459 | 1515 |
| 11,00 | 10,71 | 13,84 | 12,89 | 11,33 | 10,96 | 13,20 | 12,29 | 11,42 | 11,24 |
| 9,73 | 9,43 | 11,98 | 11,13 | 10,04 | 9,53 | 11,49 | 10,67 | 10,04 | 9,81 |
| | | 1,10 | 1,17 | 1,05 | 1,09 | 1,05 | 1,05 | 1,04 | 1,05 |
| | | 1,09 | 1,16 | 1,09 | 1,04 | 1,04 | 1,04 | 1,04 | 1,04 |
| 12,0 | 12,0 | 11,8 | 11,9 | 12,0 | 11,9 | 11,9 | 12,0 | 12,0 | 11,9 |
| 3,63 | 3,54 | 2,86 | 2,56 | 2,08 | 1,81 | 2,53 | 2,46 | 2,26 | 2.13 |
| 211 | 207 | 204 | 205 | 204 | 196 | 214 | 219 | 209 | 204 |

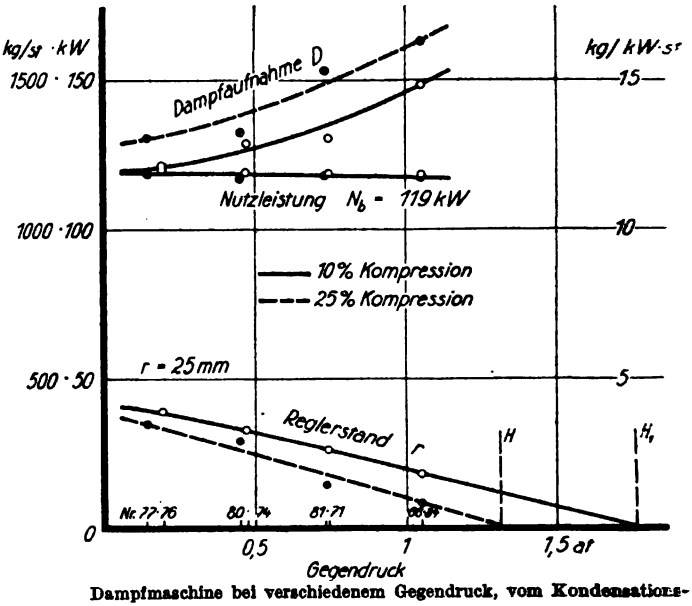
Digitized by Google

der Einfluß allmählicher Veränderung des Gegendruckes besprochen werden, in Ergänzung zu dem in § 68 Gesagten. Weiterhin bleibt der Einfluß der verschiedenen Kompression an Hand von Fig. 100 und 101 zu besprechen.

Die allgemeinen Erscheinungen beim Übergang vom Auspuff- zum Kondensationsbetrieb sind die gleichen, ob nun die Kompression klein oder groß ist. Mit *sinkendem Kondensatordruck* wird die Dampfaufnahme der Maschine erheblich kleiner, sofern man die *Leistung konstant* hält. Dagegen steigt die aus der Maschine zu ziehende Leistung, sofern man den *Reglerstand r* und daher annähernd auch die Dampfaufnahme *konstant* hält. In beiden Fällen sinkt mit Übergang zum Kondensationsbetrieb der Dampfverbrauch. Mit sinkendem Gegendruck vermindert sich auch, bei konstanter Leistung, der Aufnehmerdruck, weil ja immer kleinere Dampfgewichte durch die Maschine gehen und also auch in den Niederdruckzylinder einzufüllen sind. Die Erscheinung erklärt sich ebenso, wie die Änderungen des Aufnehmerdruckes bei wechselnder Leistung der Maschine (§ 67) oder bei wechselnder Niederdruckfüllung (§ 74).



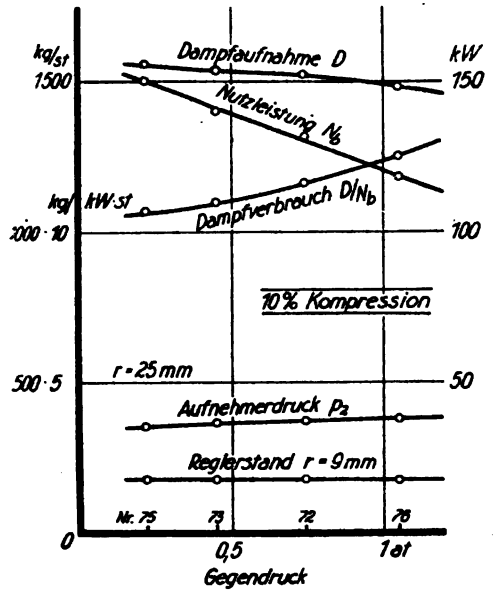

Dampfmaschine bei verschiedenem Gegendruck.
Fig. 98. Leistung konstant.




Dampfmaschine bei verschiedenem Gegendruck, vom Kondensations-
Fig. 100. Leistung konstant.

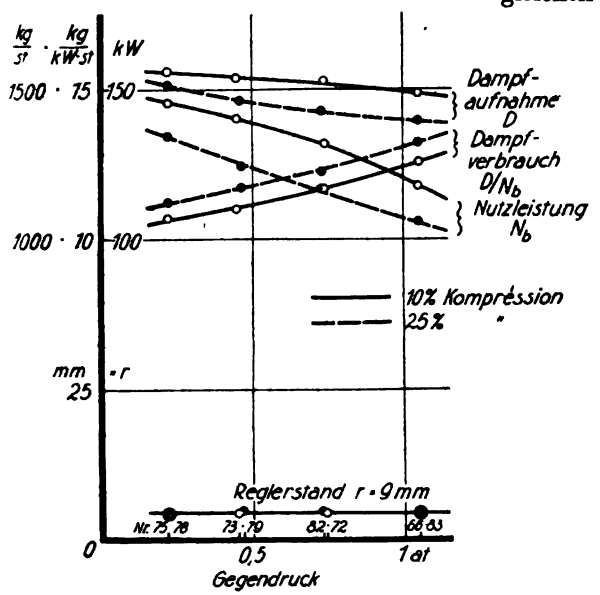
Wenn die Reglerstellung und damit die *Füllung des Hochdruckzylinders konstant* gehalten wird, so bleibt jedoch die Dampfaufnahme

Digitized by Google




vom Kondensations- bis zum Auspuffbetrieb.
Fig. 99. Belastung konstant.

nicht genau konstant; sie nimmt mit abnehmendem Kondensatordruck wenig aber stetig zu. Es vermindert sich nämlich mit sinkendem Kondensatordruck die Kompressionsendspannung im Niederdruckzylinder und daher die zur Auffüllung seines schädlichen Raumes erforderliche Dampfmenge. Das führt zu einem schwachen aber stetigen Herabgehen des Aufnehmerdruckes mit fallendem Kondensatordruck. Hierdurch nun sinkt die Kompressionsendspannung auch des Hochdruckzylinders, es steigt die zum Auffüllen seines schädlichen Raumes nötige Dampfmenge. Die vermehrte Dampfaufnahme wirkt freilich ihrerseits dem Sinken des Aufnehmerdrucks entgegen, ohne ihn aber ganz auf gleicher Höhe halten zu können: beide gleichen sich gegeneinander ab.




bis zum Auspuffbetrieb, und bei kleiner und großer Kompression.
Fig. 101. Belastung konstant.

Die Umlaufzahl steigt bei konstanter Leistung mit Verbesserung des Vakuums schwach an, weil der verringerte Dampfverbrauch den Regler steigen macht. Wird der Regler in bestimmter Stellung gehalten, so behält auch die Umlaufzahl ihren Wert bei.

Wir vergleichen nun die beiden Reihenpaare miteinander, die sich durch *verschiedene Kompression* beider Zylinder voneinander unterscheiden. Wir stellen durch Vergleich der Reihen *A* und *C* (Fig. 100) fest, daß die Dampfaufnahme bei bestimmter Leistung bei kleiner Kompression kleiner ist; also wird auch der Dampfverbrauch entsprechend günstiger. Was nach den Diagrammen vorauszusehen war,

Digitized by Google

bestätigt sich also. Es handelt sich um Unterschiede von gegen 10% (der Unterschied von 17% zwischen Nr. 71 und 81 ist in anormal niedriger Dampfaufnahme bei Nr. 71 begründet, offenbar ein Meßfehler), also nicht um Kleinigkeiten.

Die Ursache der Erscheinung ist schon oben besprochen: bei kleiner Kompression fallen die irreversibeln Vorgänge insgesamt kleiner aus. Daß die kleine Kompression günstiger ist, erhellt aber auch noch daraus, daß der Regler in der Reihe *C* durchweg tiefer steht als unter gleichen Verhältnissen bei Reihe *A*. Die Füllung ist also kleiner, die Maschine weiter ab von ihrer Höchstbelastung.

Daher ist die Leistung der Maschine bei gleicher Reglerstellung, also auch die Höchstleistung der Maschine unter gleichen Umständen größer bei kleiner als bei großer Kompression. Auch in dieser Hinsicht ist die kleine Kompression vorzuziehen. Die Verschlechterung des Dampfverbrauches bei Vergrößerung der Kompression beträgt gleichmäßig 4%, auf $N_i$ bezogen.

Zu bemerken ist noch, daß die Verschlechterung des Dampfverbrauches fast durchweg, auf $D/N_b$ bezogen, größer war als auf $D/N_i$ bezogen; das heißt, der mechanische Wirkungsgrad und die Reibungsverluste wurden bei der vergrößerten Kompression ungünstiger.

Man darf aus einem Vergleich der Reihen *A* und *B* miteinander nicht den Schluß ziehen, daß mit Verringerung der Kompression der Aufnehmerdruck ansteigt. Vielmehr war in jeder der Reihen die Füllung des Niederdruckzylinders verschieden, und zwar so eingeregelt worden, daß die kleine Kompression bei Auspuffbetrieb, die große Kompression bei Kondensationsbetrieb Diagramme ergaben, die das Auge befriedigten. —

Die Ergebnisse ließen sich, soweit sie den Einfluß wechselnden Gegendrucks betreffen, ohne weiteres *verallgemeinern*. Verringerung der Kompression wird von Vorteil sein, wenn man die Veränderungen in so mäßigen Grenzen hält, wie es dem praktischen Gebrauch entspricht: Übermäßige Verschlechterungen werden eintreten, wollte man gar keine Kompression geben, oder wollte man die Kompression bis zur Schleifenbildung über den Frischdampfdruck hinaustreiben.

**76. Energiebilanz der Dampfkraftanlage.** Den Verbleib der im Brennstoff des Kessels zugeführten Wärme kann man bis auf einen gewissen Restbetrag nachweisen durch eine Zusammenstellung nach Tabelle 38a oder 38b. Die zugehörigen Versuchs- und Rechnungsgrundlagen werden wie folgt in abgekürzter Form gegeben; es handelt sich um den in § 34, Tabelle 8 und 9 mit *D* bezeichneten Versuch.

1. Brennstoffaufnahme 203 kg/st; Heizwert 7040 kcal/kg.

   Verfügbare Wärme 1 429 000 kcal/st.

2. Brennstoffanalyse: 78% C $\equiv 0{,}78 \cdot 1{,}86 = 1{,}45 \frac{\text{m}^3\ (CO_2 + CO)}{\text{kg Kohle}}$; $0{,}49 \frac{\text{kg Wasser}}{\text{kg Brennst.}}$
   $= 0{,}61 \frac{\text{m}^3\ \text{Wasser}}{\text{kg Brennstoff.}}$ (Vgl. § 32 und 32a).
   Temperatur im Kesselhaus 25° C, am Fuchs 225°.
   Rauchgasanalyse am Fuchs: 10,6% $CO_2$; 8,6% $O_2$; 0,2% CO; 80,6% $N_2$.

Digitized by Google

Rauchgasvolumen trocken $\frac{1{,}45}{100 \cdot (10{,}6 + 0{,}2)} \cdot 203 = 2720 \frac{m^3 \binom{0}{760}}{st}$.

Spezifische Wärme (25 bis 225°): $\frac{1}{100} \cdot (0{,}425 \cdot 10{,}7 + 0{,}312 \cdot 89{,}3) = 0{,}325$ kcal/m³.
In den trockenen Rauchgasen bleiben $2720 \cdot 0{,}325 \cdot 200 = 177\,000$ kcal/st.
In der Feuchtigkeit bleibt $203 \cdot 0{,}61 \cdot 0{,}362 \cdot 200 = 9000$ kcal/st (Fig. 17).

Zur Erwärmung der Abgase 186 000 kcal/st.

3. Kohlenoxydgehalt der Abgase $0{,}002 \cdot 2720 = 54$ m³/st.
Heizwert 3040 kcal/m³ $\binom{0}{760}$.

Verlust durch unvollkommene Verbrennung 16 400 kcal/st.

4. Wasserspeisung 1425 kg/st.
Temperatur des Speisewassers 38,4°, des Dampfes 275°.
Dampfdruck 11,7 at ÜD = 12,71 at abs ≡ 189,7° C Sättigung ≡ 716,3 kcal/kg Wärmeinhalt des Dampfes.
Wärmezuwachs 716,3 — 38,4 = 677,9 kcal/kg.

Zur Dampferzeugung 966 000 kcal/st.

5. Leitungskondensat 16 kg/st; Dampfmenge zur Maschine 1409 kg/st.
Temperatur vor der Maschine 195° C. Druck 12,5 at abs ≡ 187,9° C Sättigung ≡ 190,9 kcal/kg Flüssigkeitswe. und 672,2 kcal/kg Wärmeinhalt des Dampfes.
Wärmemehrinhalt gegen Speisewasser 672,2 — 38,4 = 633,8 kcal/st.
Mehrinhalt des Dampfes vor der Maschine 893 000 kcal/st.

Wärmeverlust durch die Rohrleitung 73 000 kcal/st,
davon: $16 \cdot (190{,}9 - 38{,}4) \sim 2500$ kcal/st mit dem Kondensat,
der Rest: 70 500 kcal/st Wärmeabgabe der Leitung.

6. Indizierte Leistung der Dampfmaschine 161,1 kW = 138 000 kcal/st.
Nutzleistung der Dampfmaschine 138,5 kW = 119 000 kcal/st.
Nutzleistung der Dynamomaschine 123,0 kW = 106 000 kcal/st.

7. Vom (Einspritz-, Misch-) Kondensator angesaugte Kühlwassermenge 52,2 m³/st.
Temperaturen: Zulauf 28,3°, Ablauf 40,6°, Erhöhung 12,3°.

Ins Kühlwasser gehen 642 000 kcal/st.

8. Mantelkondensat 23,9 kg/st, Druck in den Heizmänteln 1,9 at ÜD = 2,9 at abs, ≡ 132,2° C Sättigung ≡ 133,3 kcal/kg Flüssigkeitswärme.

Im Mantelkondensat bleiben $23{,}9 \cdot (133{,}3 - 38{,}4) \sim 2300$ kcal/st.

9. Arbeitskondensatmenge 1409 — 23,9 = 1385 kg.

Im Arbeitskondensat bleiben $1385 \cdot (40{,}6 - 38{,}4) \sim 3000$ kcal/st.

10. Indizierter Leistungsverbrauch der nassen Luftpumpe 1,18 kW = 1000 kcal/st.

Kondensatordruck 0,188 at abs, also theoretisch erforderlich $1385 \cdot (1{,}03 - 0{,}188) \cdot 10 = 11\,600$ mkg/st = 0,032 kW ∼ 30 kcal/st.
Theoretisch nicht erforderlich 970 kcal/st.

Effektiver Leistungsverbrauch der nassen Luftpumpe (geschätzt) 2,2 kW = 1900 kcal/st.

11. Speisepumpe (elektrisch betrieben) braucht 224 V × 17 A = 3,8 kW, indiziert 2,6 kW; sie lief von je 10 min Speiseintervall durchschnittlich 2 min 50 sek d. i. 0,28 der Gesamtzeit. Also:

Indizierter Leistungsverbrauch der Speisepumpe $0{,}28 \cdot 2{,}6 = 0{,}73$ kW = 632 kcal/st ∼ 630 kcal/st.

Digitized by Google

Davon theoretisch erforderlich $1425 \cdot 11{,}7 \cdot 10 = 167\,000$ mkg/st = 0,46 kW = 390 kcal/st.
Theoretisch nicht erforderlich 240 kcal/st.

Elektrischer Verbrauch der Speisepumpe $0{,}28 \cdot 3{,}8 = 1{,}06$ kW = 910 kcal/st.

12. Umlaufpumpe für Rückkühlung des Kondensator-Kühlwassers verbraucht $224\ \text{V} \times 27{,}7\ \text{A} = 6{,}2$ kW = 5340 kcal/st.

Damit ergibt sich die Wärmebilanz entweder bezogen auf die indizierte Leistung, Tabelle 38a, oder auf die Nutzleistung, Tabelle 38b. Grundsätzlich von Interesse ist die Stellung der Speisepumpe und der nassen Luftpumpe in den Aufzählungen. Als indizierte Leistung der Anlage ist theoretisch nur der Teil nach Abzug des Verbrauches in beiden Pumpen anzusehen; doch sind dann die Pumpen nach ihrer indizierten Leistungsaufnahme als nachgewiesener Verbleib der Energie wieder einzusetzen. Ein Teil jedoch, die Nutzleistung jener Pumpen, wird im Rückführen des Wassers vom Kondensator in den Kessel als mechanische Energie nützlich im Wasser bleiben; er ist neben dem Brennstoff als zugeführt in Rechnung zu setzen. Der Wirkungsgrad der Pumpen kommt dadurch gewissermaßen umgekehrt in die Bilanz hinein. Es handelt sich bei der Kondensationsmaschine freilich um sehr geringe Beträge.

Tabelle 38a. Wärmebilanz einer Dampfkraftanlage, bezogen auf die indizierte Leistung.

| | | | |
|---|---|---|---|
| 1. Brennstoff | 1 429 000 | kcal/st = | 100,0 % |
| 2. Speisepumpe | 390 | | 0 |
| 3. Kondenspumpe | 30 | | 0 |
| | 1 429 420 | kcal/st = | 100,0 % |
| 4. Abgase: Spezifische Wärme | 186 000 | kcal/st = | 13,0 % |
| 5. „ Unvollkommene Verbrennung | 16 400 | | 1,1 |
| 6. Rohrleitung: Wärmeverlust | 70 500 | | 4,9 |
| 7. „ Kondensat | 2 500 | | 0,2 |
| 8. Kühlwasser | 642 000 | | 44,9 |
| 9. Mantelkondensat | 2 300 | | 0,2 |
| 10. Arbeitskondensat | 3 000 | | 0,2 |
| 11. Speisepumpe | 630 | | — |
| 12. Kondenspumpe | 1 000 | | 0,1 |
| 13. Indizierte Leistung 138 000 — 1000 — 630 = | 136 370 | | 9,5 |
| 14. Nicht nachgewiesen | 368 720 | | 25,9 |
| | 1 429 420 | kcal/st = | 100,0 % |

Tabelle 38b. Wärmebilanz einer Dampfkraftanlage, bezogen auf die elektrische Nutzleistung.

| | | | |
|---|---|---|---|
| 1. Brennstoff | 1 429 000 | kcal/st = | 100,0 % |
| 2. Speisepumpe | 390 | | 0 |
| 3. Kondenspumpe | 30 | | 0 |
| | 1 429 420 | kcal/st = | 100,0 % |

Digitized by Google

| | | | |
|---|---|---|---|
| 4. | Abgase | 202 400 kcal/st = | 14,1 % |
| 5. | Rohrleitung | 73 000 | 5,1 |
| 6. | Kühlwasser | 642 000 | 44,9 |
| 7. | Mantelkondensat | 2 300 | 0,2 |
| 8. | Arbeitskondensat | 3 000 | 0,2 |
| 9. | Mechanisch: Getriebeverlust | 19 000 | 1,3 |
| 10. | Nasse Luftpumpe | 1 900 | 0,1 |
| 11. | Elektrisch: Dynamoverlust | 13 000 | 0,9 |
| 12. | Speisepumpe | 910 | 0,1 |
| 13. | Umlaufpumpe | 5 340 | 0,4 |
| 14. | Verfügbare Dynamoleistung 106 000 — 990 — 5340 = | 99 670 | 7,0 |
| 15. | Nicht nachgewiesen | 366 900 | 25,7 |
| | | 1 429 420 kcal/st = | 100,0 % |

Eine *Wärmebilanz der Dampfmaschine allein* läßt sich exakt eben dieser Verhältnisse wegen nicht aufstellen, weil die Dampfmaschine in sich nur einen Teil des Kreisprozesses ausführt. Dazu kommt, daß man die Posten für die Dampfkraftanlage nach der gemessenen Speisewassertemperatur zu orientieren pflegt, daß diese aber für die Dampfmaschine allein keine sachliche Bedeutung hat; man pflegt dann, namentlich wenn es sich um Dampfentnahme aus einer größeren Kesselbatterie handelt, eine normale Speisewassertemperatur von etwa 20° zugrunde zu legen. Hier, wie immer (§ 43), ist es für das Abstimmen der Bilanz gleichgültig, welche Temperatur man annimmt, aber die Prozentsätze fallen etwas verschieden aus; so wird bei 20° Bezugstemperatur (statt 38,4° Speisewassertemperatur) der Anteil des Arbeits- und Heizkondensates viel größer. Es ergibt sich Folgendes für denselben Versuch *D*:

Tabelle 38c. Wärmebilanz einer Dampfmaschine.

Bezugstemperatur 20° C.

| | | | |
|---|---|---|---|
| 1. | Im Dampf | 919 000 kcal/st = | 100,0 % |
| 2. | Im Kühlwasser | 642 000 kcal/st = | 69,8 % |
| 3. | Im Mantelkondensat | 2 700 | 0,3 |
| 4. | Im Arbeitskondensat | 28 500 | 3,1 |
| 5. | Indizierte Leistung | 138 000 | 15,0 |
| 6. | Nicht nachgewiesen | 107 800 | 11,8 |
| | | 919 000 kcal/st = | 100,0 % |

## $\beta$. Das Indikatordiagramm.

**77. Das Rankinisieren der Diagramme.** An den Diagrammen der Dampfmaschine lassen sich eine Reihe von Untersuchungen vornehmen, die über die im Zylinder herrschenden Verhältnisse einigen Aufschluß geben, in mäßigen Grenzen wegen mancher Unsicherheiten, mit denen sie behaftet sind. Soweit es sich um Verbundmaschinen handelt, macht man solche Untersuchungen dann am *Gesamtdiagramm*, das vorher durch Rankinisieren erhalten wurde.

Das *Rankinisieren* (nach dem englischen Maschinentheoretiker Rankine 1820—1872) hat zum Zweck, die Wirksamkeit des Dampfes in den verschiedenen Zylindern einer Verbundmaschine im Zusammenhange zu zeigen. Dazu bringt man die verschiedenen Diagramme auf



Digitized by Google

gleichen Maßstab hinsichtlich des Druckes und hinsichtlich des Volumens und legt sie richtig aneinander.

Die Diagramme der verschiedenen Zylinder pflegen nämlich mit verschiedenem Federmaßstab geschrieben zu sein, die des Niederdruck-

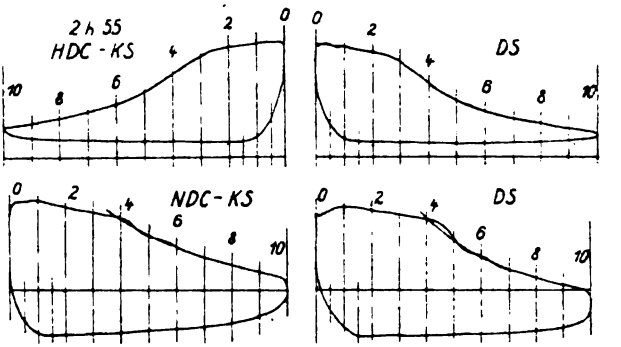



Fig. 102. Vorbereitung der Diagramme zum Rankinisieren. Versuch Nr. 153, Tab. 33, Fig. 90. HDC: 3,5 mm/at, NDC: 20 mm/at. 1/4 nat. Gr.

zylinders mit weicherer Feder. Ebenso sind die Dampfvolumina in verschiedenem Maßstabe aufgetragen, weil zwar die Diagramme der verschiedenen Zylinder etwa gleiche Länge zu haben pflegen, diesen gleichen Diagrammlängen aber verschiedene Hubvolumina der Zylinder entsprechen, die bei gleichem Hub aller Kolben den wirksamen Kolbenflächen proportional sind. Zum Rankinisieren sind nun die Diagramme auf gleichen Maßstab nach jeder der Achsen umzuzeichnen. In merklich wechselnder Weise wird dann das Aneinanderlegen der Diagramme zu einem Gesamtdiagramm bewirkt. Am besten ist für das Aneinanderlegen die folgende Weise:

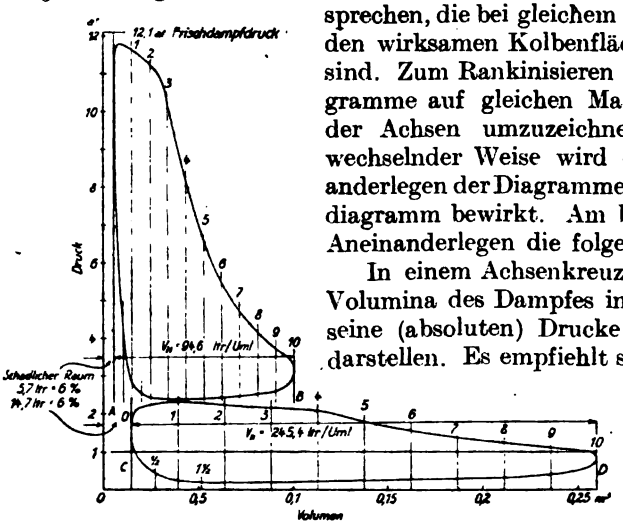



Fig. 103. Rankinisierung der Diagramme von Versuch Nr. 156, bezogen auf 1 Umlauf = 2 Hübe. 1/4 nat. Gr.

In einem Achsenkreuz soll die Abszisse Volumina des Dampfes in $m^3$, die Ordinate seine (absoluten) Drucke in Atmosphären darstellen. Es empfiehlt sich, nicht zu klein zu zeichnen, also etwa den Druckmaßstab 20 mm = 1 at zu wählen; das Diagramm wird dann meist etwa 20 cm hoch werden. Der Abszissenmaßstab ist so zu wählen, daß ein etwa quadratisches Bild entsteht, daß also auch die Länge desselben etwa 20 cm beträgt. Man kann das Diagramm auf die bei 1 Umlauf (2 Hübe) arbeitende oder auf die stündliche Dampfmenge beziehen, oder endlich auf 1 kg Dampf; je nachdem berechnet sich der Volumenmaßstab

Digitized by Google

— für den man natürlich eine glatte Zahl aussucht — verschieden. Man muß die Dampfaufnahme der Maschine kennen; da man nur die des ganzen Zylinders kennt, nicht die der einzelnen Zylinderseite, so kann (oder sollte) man auch das rankinisierte Diagramm als Mittel (oder Summe) aus den Indikatordiagrammen beider Seiten finden. Man muß die Kurbel- und Deckelseite des Zylinders zusammenfassen, denn jede Seite des Hochdruckzylinders ist durch den Druck des Aufnehmers abhängig von beiden Niederdruckdiagrammen, und ebenso umgekehrt. Eine Änderung der Kurbelseitenfüllung eines Zylinders ändert beide Diagramme des anderen im gesamten Verlauf. Zusammenfügung nur zweier Einzeldiagramme kann also bei ungleicher Einsteuerung der Zylinderseiten zu ganz widerspruchsvollen Ergebnissen führen.

Fig. 102 gibt die Originaldiagramme der vier Zylinderseiten einer Längsverbundmaschine; sie entstammen dem Versuch Nr. 156, Tabelle 33. Fig. 103 gibt die daraus gefundene Rankinisierung. Das Umzeichnen der Diagramme geschieht in der Weise, daß man jedes der Originaldiagramme Fig. 102 zehnfach unterteilt (am Anfang und am Ende schiebt man zweckmäßig nach Bedarf noch einen Halbteil ein), und indem man den Druck im Hingang und im Rückgang bei jedem Zehntel des Hubes mißt. Wo Indikatorschwingungen dem Expansionsverlauf überlagert sind (Techn. Mess. § 80), darf man nicht versäumen, zuvor die glatte Expansionslinie durch die Schwingungen hindurchzulegen und an dieser sehr sorgfältig zu zeichnenden Linie die Messungen zu machen. — Die Drucke werden nun in ein Diagrammformular eingetragen, das man nach Fig. 103 entwirft. Es sind dort als Abszissen zunächst die schädlichen Räume (5,7 bzw. 14,7 l) und anschließend die Umlaufvolumina der Zylinder (94,6 bzw. 245,4 l/Uml) maßstäblich aufgetragen. Man legt also durch die Senkrechten $A\,B\,C\,D$ von vornherein die Lage des einzutragenden Dampfdiagrammes im Verhältnis zur $p$-Achse fest. Man hat nun jedes der Hubvolumina in 10 Teile zu unterteilen, nach Bedarf wieder die Halbteile einzufügen und bei jeder Ordinate den Druck aufzutragen.

Tabelle 39. Ermittlung der Ordinaten für das rankinisierte Diagramm. Versuch Nr. 153, Tabelle 23.

| | Kolbenstellung | 0 | 1 | 2. . . .10. . . .1 | | | $^1/_2$ | 0 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | HDC KS . . 2 h 43 | 35,0 | 37,4 | 36,3 | 10,1 | 6,8 | 12,1 | 35,0 |
| | 49 | 35,5 | 38,5 | 37,0 | 10,1 | 6,8 | 12,0 | 35,5 |
| | 55 | 35,2 | 38,0 | 36,5 | 10,0 | 6,9 | 12,1 | 35,2 |
| | DS . . . .2 h 43 | 33,5 | 36,6 | 35,0 | 9,0 | 7,0 | 10,6 | 33,5 |
| | 49 | 33,5 | 38,0 | 36,2 | 7,2 | 7,8 | 12,8 | 33,5 |
| | 55 | 34,0 | 36,5 | 35,0 | 8,8 | 6,7 | 11,0 | 34,0 |
| 2 | Mittelwert . . mm | 34,5 | 37,5 | 36,0 | 9,2 | 7,0 | 11,8 | — |
| 3 | Überdruck . . . at | 9,62 | 10,45 | 10,04 | 2,57 | 1,95 | 3,29 | — |
| 4 | In Fig. 103 . . mm | 192 | 209 | 201 | 51,4 | 39,0 | 65,8 | — |
| 5 | NDC KS. . . 2 h 43 | 26,3 | 29,3 | 27,1 | 0,0 | —13,7 | —9,4 | +6,0 |
| | 49 | 27,0 | 29,8 | 27,4 | 0,0 | —13,7 | —9,8 | +5,0 |
| | . . . . . | | | . . . . . | | | | |

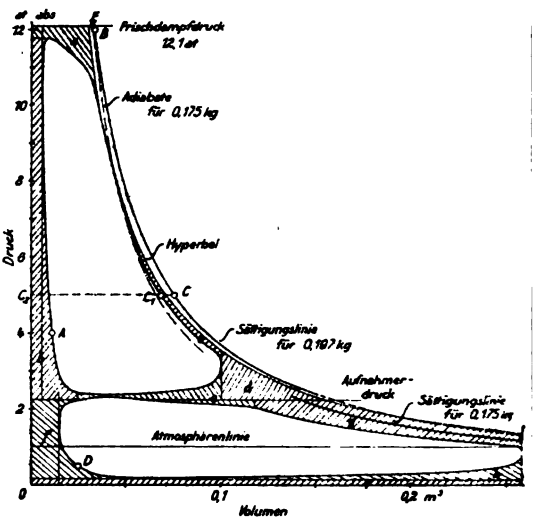


Digitized by Google

Dazu muß man zunächst die Ausmessungen der Kurbelseite und der Deckelseite zu Mittelwerten vereinen, und wo man von den Zufälligkeiten eines Diagrammsatzes und der Ausmessung unabhängig sein will, den Mittelwert noch über mehrere Diagrammsätze erstrecken. In Tabelle 39 ist die Bildung des Mittelwertes aus drei Sätzen gezeigt. —

Man sieht an Fig. 103, wie die Diagramme bei dieser Zeichnungsweise sich eigenartig aneinanderlegen und die Arbeit des Niederdruckzylinders als Fortsetzung zu der des Hochdruckzylinders, besser gesagt die Expansion des Hochdruckzylinders als Vorstufe zu der im Niederdruckzylinder erscheinen lassen.

Die Diagramme werden gelegentlich in anderer Weise aneinandergefügt, nämlich nicht durch Antragen zunächst der schädlichen, dann der Hubräume für beide Zylinder, sondern indem man die Kompressionslinien der Diagramme in eine Kurve fallen läßt. Das Verfahren soll nicht empfohlen werden. Praktisch hat es den Nachteil, daß man die Diagramme erst provisorisch aufzeichnen, zueinander in die richtige Stellung bringen und nun endgültig zeichnen muß. Theoretisch läßt sich einwenden, daß die Kompressionen doch nicht eindeutig ineinander übergehen; so bleibt es schon zweifelhaft, ob man das Hochdruckdiagramm nach der Niederdruckkompression oder umgekehrt ausrichten soll.



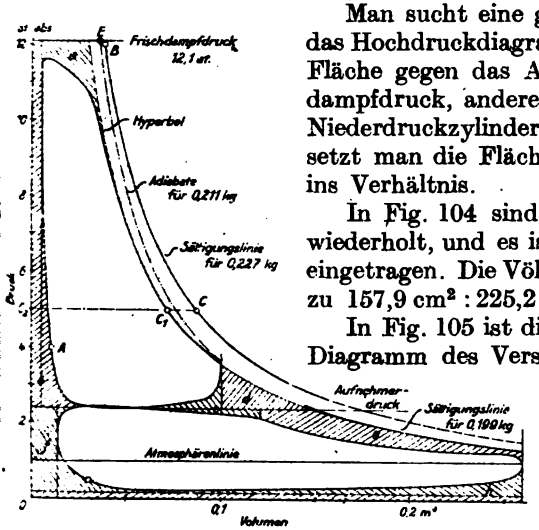

Rankinisierte Diagramme einer Längsverbundmaschine
Fig. 104. Für Heißdampf.

Tabelle 40. Daten zu den rankinisierten Diagrammen.

| | Versuch Nr. | 156 | 158 |
|---|---|---|---|
| 1 | Indizierte Leistung . . . . kW | 152,5 | 155,5 |
| | davon HDC . . . . . „ | 85,4 | 86,5 |
| 2 | Drehzahl . . . . . /min | 116,2 | 116,4 |
| 3 | Reglerstellung . . . . . mm | 15,4 | 14,6 |
| 4 | Dampfaufnahme . . . . . kg/st | 1220 | 1472 |
| 5 | Arbeitsdampf . . . . . „ | 1208 | 1423 |
| 6 | Aufnehmerkondensat . . . „ | 38 | 101 |
| 7 | Druck des Frischdampfes . . at | 12,15 | 12,1 |
| 8 | Temperatur des Frischdampfes °C | 236 | 190 |
| 9 | Gegendruck . . . . . at | 0,157 | 0,174 |
| 10 | Arbeitsdampfaufnahme f. 1 Uml.: | | |
| | HDC . . . . . kg | 0,1733 | 0,2038 |
| | NDC . . . . . „ | 0,1678 | 0,1893 |

Digitized by Google

**78. Völligkeit, Dampfzustand im Zylinder.** Indem man die Völligkeit berechnet, vergleicht man die Fläche des (rankinisierten) Diagrammes mit dem Diagramm eines idealen *Vergleichsprozesses*. Insofern besteht Ähnlichkeit mit der Ermittlung des (thermischen) Gütegrades. Nur wird der Vergleichsprozeß anders gewählt, mehr empirisch, üblicherweise wie folgt.




unter Vereinzelung der Fehlflächen. 1/4 nat. Größe.
Fig. 105. Für Sattdampf.

Man sucht eine gleichseitige Hyperbel auf, die das Hochdruckdiagramm berührt, und begrenzt ihre Fläche gegen das Achsenkreuz durch den Frischdampfdruck, andererseits durch das Volumen des Niederdruckzylinders. Zu der so erhaltenen Fläche setzt man die Fläche des wirklichen Diagrammes ins Verhältnis.

In Fig. 104 sind die Diagramme der Fig. 103 wiederholt, und es ist die Vergleichshyperbelfläche eingetragen. Die Völligkeit ergab sich (im Original) zu 157,9 cm² : 225,2 cm² = 0,701.

In Fig. 105 ist die gleiche Ermittlung an einem Diagramm des Versuches 153, Tabelle 33, S. 236 durchgeführt. Die Hauptdaten beider Versuche s. Tabelle 40.

Die beiden Versuche unterscheiden sich also — während Leistung, Verteilung auf die Zylinder, Füllung und Admissionsdruck beidemal etwa gleich sind — hauptsächlich durch die *Überhitzung des Dampfes*. Sie ist beim ersten Versuch etwa 50°, beim zweiten nur 2,7° — fast genaue Sättigung.

Die berührenden Hyperbeln sind beidemal eingetragen, die Planimetrierung der gesamten, der durch Schraffierung angedeuteten und der indizierten Flächen ergibt folgendes:

Tabelle 41. Völligkeit der Dampfdiagramme.

| Fläche | Versuch Nr. | 156 Überhitzung | | 158 Sättigung | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | cm² | % | cm² | % |
| a | Einströmung | 4,0 | 1,8 | 5,6 | 2,5 |
| b | Kompression und schädl. R. HDC | 15,9 | 7,1 | 15,6 | 6,9 |
| c | Expansion | 2,3 | 1,0 | ∾0 | 0 |
| d | Spannungsabfall am HDC | 6,2 | 2,8 | 5,0 | 2,2 |
| e | Übergang zwischen den Zylindern | 4,5 | 2,0 | 2,4 | 1,1 |
| f | Kompression und schädl. R. NDC | 8,3 | 3,7 | 9,2 | 4,1 |
| g | Expansion | 12,9 | 5,7 | 11,6 | 5,1 |
| h | Ausströmung | 5,0 | 2,2 | 6,2 | 2,7 |
| i | Gegendruck | 8,2 | 3,6 | 9,1 | 4,0 |
| | Summe der Verlustflächen | 67,3 | 29,9 | 64,7 | 28,6 |
| | Arbeitsfläche HDC | 87,4 | 70,1 | 88,5 | 71,4 |
| | „ NDC | 70,5 | | 73,6 | |
| | Gesamtdiagramm | 225,2 | 100 | 226,8 | 100 |

Digitized by Google

Die Völligkeit des Diagrammes ist also bei Überhitzung kleiner als bei Sättigung. Das ist zum merklichen Teil in dem Verlust unter c begründet; bei Sattdampf schmiegt sich die Expansionslinie des Hochdruckzylinders sehr genau der Hyperbel an, bei Heißdampf wird sie steiler. Man sieht, daß der Völligkeitsgrad kein Maß für die Güte der Maschine ist. Er ist jedoch ein für den Entwurf brauchbares Vergleichsmaß, ein Ergebnis von Erfahrungen, mit dessen Hilfe man in einfacher Weise die Arbeitsausbeute einer zu erbauenden Maschine im voraus überschläglich ermitteln kann. —

Wie sich der Dampfzustand im Zylinder während der Expansion verändert, darüber verschafft man sich am einfachsten durch *Einzeichnen der Sättigungslinie* in das (rankinisierte) Diagramm einen Überblick. In Fig. 104 und 105 ist das geschehen.

Dazu berechnet man das im Zylinder arbeitende Dampfgewicht, und unter Zuhilfenahme des spezifischen Gewichtes der Sättigung findet man zu jedem bestimmten Dampfdruck das Volumen, das jenem Gewicht bei Sättigung zukommt. Trägt man diese Volumina bei den betreffenden Drucken an, so ergibt sich aus dem gegenseitigen Abstand der Expansions- von der Sättigungslinie ein Maßstab dafür, wie weit der Dampf vom Zustand trockener Sättigung entfernt ist.

Das *arbeitende Dampfgewicht* ist zusammengesetzt aus dem in den Zylinder eingefüllten und dem im schädlichen Raum vom vorigen Spiel zurückgebliebenen Dampf. Es ist natürlich nur der Arbeits-, nicht der Manteldampf in Betracht zu ziehen; für den Niederdruckzylinder ist die Arbeitsdampfmenge um das dem Aufnehmer entnommene Kondensat vermindert. Wenn man die Rankinisierung auf einen Umlauf — zwei Hübe — bezogen hat, so muß die Berechnung der Sättigungslinie auf entsprechende Dampfmenge bezogen werden.

Bei Versuch 156, für überhitzten Dampf, gestaltet sich die Rechnung wie folgt: Den Hochdruckzylinder durchlaufen 1208, den Niederdruckzylinder 1170 kg/st, bei $116{,}2 \times 60 = 6972$ Umläufen; jeder Umlauf bringt also $1208 : 6972 = 0{,}1733$ bzw. $1170 : 6972 = 0{,}1678$ kg Dampf in den betreffenden Zylinder. Hinzuzuzählen ist der vom vorigen Umlauf in den schädlichen Räumen verbliebene Dampf; wir berechnen ihn aus der Kompressionslinie, unter Annahme der Sättigung. Bei 4 at abs messen wir im Diagramm 0,0107 m³ Volumen ab, Punkt $A$, Fig. 104: zu 4 at Druck gehört das spezifische Gewicht $\gamma = 2{,}124$ kg/m³, das spezifische Volumen $v = 0{,}4708$ m³/kg. Durch Punkt $A$ also werden $0{,}0107 : 0{,}4708 = 0{,}0227$ kg Dampf zur Darstellung gebracht, als während der Kompression im schädlichen Raum abgeschlossen. Im ganzen arbeiten dann bei der Expansion des Hochdruckzylinders $0{,}1733 + 0{,}0227 = 0{,}196$ kg Dampf.

Für dieses Dampfgewicht ergeben sich u. a. folgende Sättigungsvolumina:

Punkt $B$: $p = 12$ at abs, $v = 0{,}1678$ m³/kg, $V = 0{,}196 \times 0{,}168 = 0{,}0329$ m³.

Punkt $C$: $p = 5$ at abs, $v = 0{,}382$ m³/kg, $V = 0{,}196 \times 0{,}382 = 0.0748$ m³.

Digitized by Google

Die so entstehende Sättigungslinie (Fig. 104) gilt für den Hochdruckzylinder. Man sieht, daß trotz der nicht ganz geringen Überhitzung doch im Zylinder solche niemals mehr auftritt, denn durchweg ist das im Indikatordiagramm gemessene Volumen kleiner als das der Sättigung. Im Punkte $C_1$ des Diagrammes ist der Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes durch das Verhältnis der Strecken $C_1 C : C_2 C = 7{,}3 : 75{,}2 = 0{,}097 = 9{,}7\%$ gegeben, der Dampfgehalt ist 90,3%. — Beim Arbeiten mit Sattdampf ist der Feuchtigkeitsgehalt beim gleichen Druck wesentlich höher; in Fig. 105 kann man für Punkt $C_1$ 17,7% Feuchtigkeit ausmessen.

Am Niederdruckzylinder ist die Sättigungslinie eine andere, weil einerseits das im Aufnehmer abgezogene Kondensat abgeht, und weil andererseits im schädlichen Raum nicht gerade das gleiche Dampfgewicht abgesperrt zu werden braucht wie beim Hochdruckzylinder. In Fig. 104 ist für Punkt $D$ bei 0,5 at abs ein Volumen von 24,8 l $= 0{,}0248$ m³ vorhanden; mit dem spezifischen Volumen der Sättigung $v = 3{,}294$ m³/kg berechnen wir $0{,}0248 : 3{,}294 = 0{,}00753$ kg als im schädlichen Raum abgesperrt (gegen 0,0227 kg am Hochdruckzylinder). Dazu die eingefüllte Dampfmenge mit 0,1678 kg, gibt 0,175 kg arbeitendes Dampfgewicht (gegen 0,196 kg am Hochdruckzylinder). Hierzu gehört die Sättigungslinie des Niederdruckzylinders, die wir in Fig. 104 finden — entsprechend in Fig. 105. —

Die Völligkeit ist nicht identisch mit dem Gütegrad des Arbeitsprozesses. Die Völligkeit vergleicht die Diagrammfläche mit einer — recht willkürlich angenommenen — Hyperbel, der Gütegrad vergleicht sie mit der Fläche der Adiabaten, die durch den Zustand und die Menge des Frischdampfes bestimmt ist. Für unsere Versuche findet sich:

Tabelle 42.

| | Versuch Nr. | 156 | 153 |
|---|---|---|---|
| 1 | Druck des Frischdampfes . . . . . at | 12,15 | 12,1 |
| 2 | Temperatur des Frischdampfes . . . . . °C | 236 | 190 |
| 3 | Spezifisches Volumen nach $i\,s$-Diagramm od. Formel m³/kg | 0,184 | 0,168 |
| 4 | Dampfaufnahme bei 1 Umlauf . . . . . kg | 0,175 | 0,211 |
| 5 | Aufgenommenes Dampfvolumen im Zustand des Frischdampfes . . . . . | 0,0322 | 0,0354 |

Und damit ergeben sich die Punkte $E$ als Beginn der Adiabaten, die man wie früher in Fig. 87, S. 229 mit Hilfe des $i\,s$-Diagrammes zeichnen kann. — Man darf sich nicht wundern, daß der Beginn der Adiabaten, Punkt $E$, auch bei überhitztem Dampf, Fig. 104, innerhalb der Sättigungslinie liegt. Das kommt einfach davon, daß beide sich auf verschiedene Dampfmengen beziehen, erstere auf die bei 1 Umlauf aufgenommene, die Sättigungslinie aber auf die im Zylinder arbeitende, die um den Inhalt des schädlichen Raumes größer ist. —

Wegen der Konstruktion des *Entropiediagrammes* nach Boulvin aus einem Dampfmaschinen-Diagrammsatz sei auf die Literatur verwiesen:

Digitized by Google

Schröter-Koob, Z. d. V. D. I. 1903; Schüle, Wärmelehre, Band II, S. 207 ff. der 2. Aufl.

Es bedarf nur kurzer Erwähnung, daß alle eben genannten Ermittlungen, die wir am rankinisierten Diagramm einer Verbundmaschine vorgenommen dachten, bei der *Einzylindermaschine* am einfachen Diagramm vorgenommen werden; daß andererseits für *Dreifach-Verbundmaschinen* die Rankinisierung ganz ebenso zu machen ist wie für solche mit zweifacher Expansion des Dampfes.

**79. Verlauf der Expansionslinie.** Die Gestalt des Diagrammes vom vollendeten Abschluß bis zur Vorausströmung ist durch ihre Eigenschaft als *Expansionslinie aus dem schädlichen Raum* heraus bestimmt. Trägt man nämlich an das Dampfmaschinendiagramm maßstäblich proportional zum Hubvolumen den Inhalt des schädlichen Raumes an, Fig. 106, so erhält man die senkrechte Ordinatenachse $O\,p$. Trägt

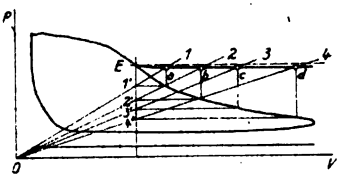



Fig. 106a. Für Sattdampf, Versuch Nr. 153.

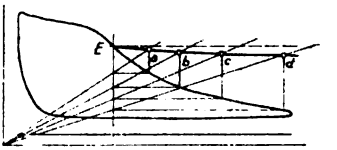



Fig. 106b. Für Heißdampf, Versuch Nr. 156.

Dörfelsche Charakteristik, $^4/_{10}$ nat. Gr.

man an die vom Indikator aufgezeichnete atmosphärische Linie nach unten maßstäblich den Barometerstand an, so erhält man die Lage der Achse $O\,V$. Das Achsenkreuz $V\,O\,p$ ist es nun, von dem aus man die jeweiligen Drucke $p$ und die jeweiligen Volumina $V$ des Zylinderinhaltes abzugreifen hat. Die Expansionslinie des Diagrammes wird in bezug auf dieses Achsenkreuz mehr oder weniger genau durch eine Gleichung der Formel

$$p \cdot V^n = \text{konst} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

dargestellt.

Für Sattdampf kann die Expansionslinie befriedigend genau als gleichseitige Hyperbel mit dem Mittelpunkt $O$ angesehen werden. Dann ist $n = 1$. Da es sich um Dampf handelt, so ist es falsch, wegen des hyperbolischen Verlaufs die Expansionslinie als Isotherme aufzufassen, und die Bezeichnung als Mariottesche Linie — die bei Gasen die Isotherme und daher die Hyperbel bedeutet — ist für Dampfmaschinen nicht am Platz, wird aber verwendet. In Fig. 105 ist in das Diagramm einer Sattdampfmaschine die Hyperbel eingezeichnet, um zu zeigen, wie genau der hyperbolische Verlauf zutrifft. Bei Heißdampfmaschinen pflegt die Expansionslinie steiler zu verlaufen als nach einer Hyperbel, es ist also in Gleichung (1) $n > 1$ anzunehmen, wie Fig. 104 zeigt.

Man verwendet wohl, um festzustellen, ob die Kurve hyperbolisch verläuft, die *Dörfelsche Charakteristik*. Wenn man von $O$ aus, Fig. 106a, die Strahlen 1, 2, 3, 4 zieht, so schneiden diese eine durch den Expansionspunkt $E$ gelegte senkrechte Gerade in den Punkten $1'$, $2'$, $3'$, $4'$.

Digitized by Google

Ziehen wir von jedem der letztgenannten Punkte Wagerechte bis zum Schnitt mit der zu untersuchenden Kurve und gehen vom Schnittpunkt senkrecht aufwärts, bis wir in den Punkten $a$, $b$, $c$, $d$ die Strahlen 1, 2, 3, 4 schneiden, so liegen, nach einer bekannten Eigenschaft der Hyperbel die Punkte $a$, $b$, $c$, $d$ in gleicher Höhe mit dem Punkt $E$, sofern die Expansionslinie eine Hyperbel ist. Sonst senkt sich die durch die Punkte $a$, $b$, und $c$ dargestellte Linie, oder sie hebt sich, je nachdem die Expansionslinie steiler oder flacher verläuft, als hyperbolisch. Nur das sieht man; nicht aber, welcher Exponent $n$ der richtige ist und ob überhaupt die Beziehung (1) befriedigend zutrifft; deshalb hat diese Art der Untersuchung nur beschränkten Wert. In Fig. 106 b ist die gleiche Konstruktion an einem Heißdampfdiagramm vorgenommen, die Dörfelsche Charakteristik fällt ab.

Besser für die Untersuchung von Expansionskurven von der Form (1) ist folgendes *logarithmische Verfahren*: In ein Koordinatennetz werden als Abszissen und Ordinaten die Werte $\log p$ und $\log V$ eingetragen. In Fig. 107 ist das für die Punkte $E$ bis 4 der Figuren 106a und b geschehen, unter Benutzung der Zahlenwerte aus Tabelle 43. Wie man sieht, liegen die Punkte jeweils etwa in einer Geraden. In der Tat, durch Logarithmieren der Beziehung (1) ergibt sich

$$\log p + n \cdot \log V = \text{konst} = \log p_0 + n \cdot \log V_0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

also eine lineare Beziehung. Daraus folgt

$$n = \frac{\log p_0 - \log p}{\log V - \log V_0} = \frac{\log p_0/p}{\log V/V_0} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Das Einstellen der logarithmisch aufgetragenen Werte in eine Gerade ist daher ein Maßstab dafür, wie gut Beziehung (1) eintrifft, wie gut also $n$ konstant ist; überdies ist der Exponent $n$ als Richtungskonstante der geraden Linie zu finden, für jede Stelle bei gekrümmtem Verlauf als Tangente der Neigung. — Man kann natürlich auch die $p$- und $V$-Werte selbst in ein (käufliches) logarithmisch geteiltes Netz eintragen.

Nach Fig. 107 trifft die Beziehung (1) nicht genau zu, denn $n$ ändert sich gleichmäßig. Um Meßfehler handelt es sich nicht, dazu fallen die Punkte zu gut und ergeben eindeutig für beide Kurven eine nach unten konvexe Krümmung; aber es könnte ein systematischer Fehler unterlaufen, etwa der schädliche Raum falsch gemessen sein.

Mittlere Werte von $n$ ergeben sich wie folgt:

$$\text{für Sattdampf:} \quad n = \frac{1{,}4829 - 1{,}1038}{1{,}9713 - 1{,}6031} = \frac{0{,}3791}{0{,}3682} = 1{,}03,$$

$$\text{für Überhitzung:} \quad n = \frac{1{,}5172 - 1{,}0719}{1{,}9694 - 1{,}5635} = \frac{0{,}4453}{0{,}4059} = 1{,}10.$$

Die Überhitzung gibt also steileren Verlauf, wie auch Fig. 104 und 105 zeigten. Wenn es im Vergleich zu Fig. 105 auffällt, daß jetzt $n = 1{,}03$ erhalten wird, dort die Hyperbel sehr scharf sich an die Expansionslinie anlegt, so beachte man, daß die Rankinisierung als Mittel aus vorn

Digitized by Google

Tabelle 43. Ermittlung des Exponenten der Expansionslinien.

Hubvolumen nur der Deckelseite 49,5 l; schädlicher Raum 2,85 l = 5,8%.
Diagrammlänge: Nr. 153: $l = 93{,}6$ mm, also $s_0 = 0{,}58 \cdot 93{,}6 = 5{,}4$ mm.
Nr. 156: $l = 91{,}0$ mm, also $s_0 = 0{,}058 \cdot 91 = 5.2$ mm.

| | Versuch Nr. | 153 $t_1 = 190°$ | | | | | 156 $t_1 = 296°$ | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Punkt | E | 1 | 2 | 3 | 4 | E | 1 | 2 | 3 | 4 |
| 1 | $V$ . . mm | 40,1 | 50,2 | 61,8 | 74,0 | 93,6 | 36,6 | 48,5 | 58,6 | 72,8 | 93.2 |
| 2 | $p$ . . „ | 30,4 | 23,5 | 19,0 | 16,0 | 12,7 | 32,9 | 23,9 | 19,2 | 15,3 | 11.8 |
| 3 | $\log V$ . . | 1,6031 | 1,7007 | 1,7910 | 1,8692 | 1,9713 | 1,5635 | 1,6857 | 1.7679 | 1,8621 | 1.9694 |
| 4 | $\log p$ . . | 1,4829 | 1,3711 | 1,2788 | 1,2041 | 1,1038 | 1,5172 | 1,3784 | 1,2833 | 1,1847 | 1.0719 |

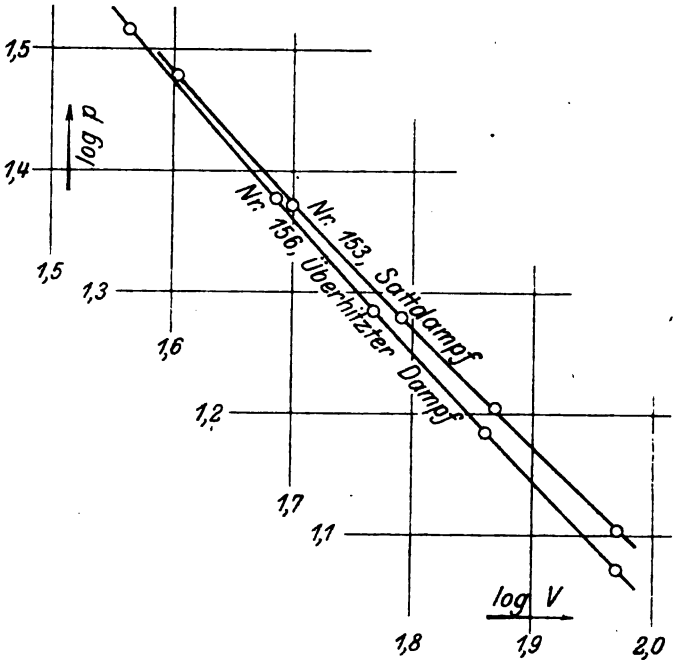



Fig. 107. Ermittlung des Exponenten der Expansionslinien.

und hinten und aus je mehreren Diagrammen erhalten worden ist, die etwas voneinander abweichen mögen.

Die Kompressionslinie des Diagrammes ist ebenfalls in ihrer Lage zu dem Achsenkreuz $pOV$ zu beurteilen. Will man sie in der Form $p \cdot V^n = \text{konst}$ untersuchen, so muß man wieder die logarithmischen Werte auftragen. Allerdings ist solche Auftragung in bezug auf die Kompressionslinie noch vorsichtiger zu beurteilen, weil die kleineren Volumina an sich ungenauer abzugreifen sind, und weil eine Ungenauigkeit in der Annahme des schädlichen Raumes — den man selten genau kennt — eine viel größere Rolle spielt als bei der Expansionslinie, bei der der Raum nur zum Zylindervolumen hinzutritt. Aus dem gleichen Grunde haben Undichtigkeiten der Steuerorgane und des Kolbens auf

Digitized by Google

die Kompressionslinie viel größeren Einfluß als auf die Expansionslinie, und es ist an sich weniger gut zulässig, sie als reine Zustandsänderung eines abgeschlossenen Dampfvolumens aufzufassen. Im allgemeinen läuft sie etwas steiler als hyperbolisch.

**80. Abhängigkeit des Diagrammes von der Steuerung.** Die *theoretische Gestalt* des mit dem Indikator aufzunehmenden Diagrammes einer Einzylinder-Auspuff-Dampfmaschine ist in Fig. 108 schematisch dargestellt. Es ist zwischen den Totlagen des Kolbens eingeschlossen. Von *F* bis *Ex* füllt sich der vom Kolben bei seiner Bewegung freigelegte Raum mit Dampf von Kesselspannung. Im Expansionspunkt *Ex* ist die Füllung des Zylinders beendigt, das Steuerorgan sperrt ab, und es beginnt die Expansion des Dampfes nach der Kurve *Ex* — *A*: mit zunehmendem Volumen des im Zylinder abgesperrten Dampfes sinkt der Druck. Im Totpunkt öffnet sich der Auslaßkanal des Zylinders, und es beginnt das Ausströmen des Dampfes. Zunächst von *A* bis *B* fällt der Druck auf den Gegendruck, z. B. der Atmosphäre. Von *B* bis *Ko* wird dann der Dampf gegen diesen Druck vom Kolben ins Freie geschoben. Im Kompressionspunkt *Ko* sperrt das Auslaßorgan dem Dampf den Weg ab, und da dies vor dem Hubende geschieht, so wird der im verbleibenden Zylinderraum noch befindliche Dampf durch den weiter zurückgehenden Kolben komprimiert: mit abnehmendem Volumen erhöht sich der Druck des Dampfes. Die zum Komprimieren nötige Arbeit wird vom Schwungrad hergegeben. Bis zum Punkte *E* wird der Dampf komprimiert, in der Totlage öffnet sich der Einlaßkanal, und es wird zunächst, von *E* bis *F*, der Druck im Zylinder auf Kesselspannung erhöht, weiterhin beginnt die nächste Füllung.

Man sieht also, daß von *E* bis *Ex* das Einlaßorgan geöffnet ist, von *A* bis *Ko* das Auslaßorgan. Dazwischen, von *Ex* bis *A* und von *Ko* bis *E* sind beide Organe geschlossen.

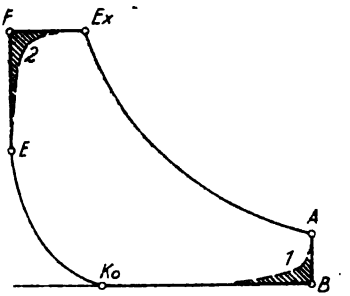


Fig. 108. Diagramm bei fehlender Voröffnung, schematisch.

Die in Fig. 108 gegebene Einsteuerung wäre gut für eine Maschine mit sehr langsamem Gang bzw. mit sehr weiten Steuerkanälen. Für eine solche wäre die Diagrammgestalt und -fläche nur abhängig (außer von den äußeren Bedingungen Druck und Gegendruck) von der Lage des Expansions- und des Kompressionspunktes. Bei gegebener Füllung würde die Maschine ein konstantes, von der Drehzahl unabhängiges Drehmoment und deshalb als Leistungscharakteristik (§ 4) eine mit der Drehzahl proportional ansteigende Gerade liefern.

Aber schon der Einfluß *mäßiger Drehzahlen* würde die in Fig. 108 gegebene Diagrammform so abwandeln, wie durch die punktierten Linien angedeutet ist. Dem Druckabfall von *A* nach *B* entspricht ein Ausstoßen von Dampf aus dem gesamten Zylinderraum, dem Druckanstieg von *E* nach *F* ein Einfüllen von Dampf in den schädlichen Raum;

Digitized by Google

diese Veränderungen erfordern Zeit. In Wahrheit wird sich bei einiger maßen schnellem Gang der Maschine dieser Zeitbedarf, wenn die Steuerorgane erst im Totpunkt öffnen, durch Abrundung der Diagrammecken $B$ und $F$ kenntlich machen, es ergeben sich Arbeitsverluste entsprechend den schraffierten Flächen der Fig. 108.

Die Größe der schraffierten Verlustflächen hängt von den Abmessungen der Steuerkanäle ab. Bei gegebener Maschine wachsen die Verlustflächen mit der Drehzahl der Maschine, und das bewirkt, daß das Drehmoment mit steigender Drehzahl abnimmt, die Leistungscharakteristik also ein Maximum erhält, gestrichelte Kurven der Fig. 93. Diesen Verlauf haben wir in Fig. 93, § 73, und Versuch 92 bis 96, Tabelle 34 bereits verwirklicht gefunden.

Die Kolbenmaschine liefert also eine ähnliche Leistungscharakteristik wie die Turbine, aber aus ganz anderen Gründen: bei der Turbine war primär die Wechselwirkung von Dampfstrahl und Schaufelung, bei der Kolbenmaschine sind sekundär die Verluste durch Unvollkommenheiten der Maschine an der Absenkung der Leistungsparabel schuld. — Langsamläufer arbeiten ganz in dem Bereich der Geradlinigkeit, Schnelläufer gehen bis an und über das Maximum der Leistungsparabel, § 4.

Durch gute Einsteuerung kann man die Verlustflächen 1 und 2 der Fig. 108 und damit den Unterschied der gestrichelten Kurven Fig. 108 gegen die Geraden tunlichst klein halten. Dazu verwendet man *Voreinströmung* und *Vorausströmung*. Öffnet man nämlich nicht erst bei $E$ und $A$ im Totpunkt, Fig. 108, sondern nach Fig. 109 bei $VE$ und $VA$, so erhält man zwar an jedem Totpunkt zwei Verlustflächen $1'$ und $1''$, $2'$ und $2''$, die aber zusammen kleiner sind als 1 und 2 der Fig. 108. Die Verlustflächen eines Endes werden dann am kleinsten, wenn die vor und hinter dem Totpunkt gebildeten Flächen etwa gleich werden: $1' = 1''$, $2' = 2''$; doch ist Peinlichkeit hierin nicht wesentlich, weil sich jede Größe nahe dem Optimum langsam ändert.

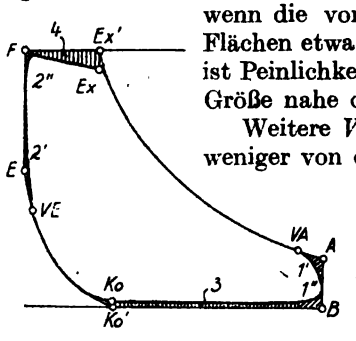


Fig. 109. Verlustflächen am Diagramm der Dampfmaschine, schematisch.

Weitere *Verlustflächen* 3 und 4 bilden sich aus, die weniger von der Maschine, als von den Abmessungen der *Zu- und Ableitung* bedingt sind. Fläche 3 ist durch den Widerstand der Auspuffleitung verursacht. Fläche 4 rührt mehr von der Trägheit der in der Dampfleitung befindlichen Dampfmasse her, zu deren Beschleunigung sie verbraucht wird. Die Lage der Punkte $Ex$ und $Ko$ in der Längsrichtung wird durch die Bildung der Flächen 3 und 4 kaum beeinflußt, wenn man die Ausrundung des Diagrammes beachtet.

**81. Abhängigkeit des Diagrammes von den Betriebsbedingungen.** Die Diagrammgestalt ist also durch die vier Punkte $VE$, $Ex$, $VA$, $Ko$ wesentlich bestimmt; diese sind wie folgt festzulegen:

Der *Ex-Punkt* zunächst wird vom Regler an eine solche Stelle der

Digitized by Google

Diagrammlänge gelegt, daß sich die *erforderliche Leistung* der Maschine ergibt; er entzieht sich damit der willkürlichen Beeinflussung.

Der *Ko-Punkt* ist nach den Gesichtspunkten zu wählen, daß durch große Kompression *Ruhe des Ganges* gewährleistet wird, daß dagegen kleine Kompression gemäß den Darlegungen in § 75 die *Höchstleistung* der Maschine steigert und — wegen der Verkleinerung des Füllungsgrades — einen *besseren Dampfverbrauch* liefert. In letzterer Hinsicht ist Regel: in den Diagrammen sollten die irreversiblen Vorgänge — die Spannungsabfälle und -anstiege — unter Berücksichtigung des Volumens, auf das sie sich erstrecken, in Summa tunlichst klein werden. Man wähle daher nur mäßige Kompression — doch darf durch Füllungsverkleinerung nicht eine Schleife am Expansionsende entstehen — und bringe die Maschine lieber durch gute Behandlung der Lager zum ruhigen Lauf.

Von den genannten beiden Punkten hängt die Diagrammform primär ab. Von dem nun festliegenden theoretischen Diagramm sollen tunlichst kleine Verlustflächen abgehen; das ist der Gesichtspunkt für Einstellung des $VA$- und $VE$-Punktes. Kleinste Verlustflächen werden etwa erreicht sein, wenn die vor und hinter dem Totpunkt liegenden Teile einander gleich sind. Diese Abzüge bezeichnen wir als sekundär.

Wie groß hiernach die Voreinströmung und die Vorausströmung sein muß, wie weit also die Punkte $VE$ und $VA$ — linear oder im Kreismaß — dem Totpunkt vorangehen sollen — ist allgemein nicht zu sagen. Es hängt ab von der Größe des beim Öffnen auszugleichenden Spannungsunterschiedes zwischen Zylinder und Ein- bzw. Ausströmrohr, von der Weite der den Ausgleich vermittelnden Querschnitte und von der Drehzahl der Maschine. Insofern diese Verhältnisse im Betriebe der Maschine wechseln, muß man sich überdies mit einem billigen Ausgleich zwischen den Anforderungen verschiedener Betriebszustände, namentlich auch verschiedener Belastungen begnügen.

So sind in Fig. 110 und 111 eine Reihe von Diagrammen bei stets derselben Einsteuerung der Dampfmaschine aufgenommen, wobei mit *verschiedener Belastung*, mit *Auspuff und Kondensation* und endlich mit verschiedener *Drehzahl* gearbeitet wurde. Die Diagramme sind teilweise schon aus § 73, Fig. 68 bekannt. Wir haben etwa folgende Einsteuerung:

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Vorausströmung | 5% | oder | $\backsim 26°$ | im Kreismaß |
| Kompression | 26% | „ | $\backsim 61°$ | „ „ |
| Voreinströmung | 1% | „ | $\backsim 11°$ | „ „ |

Diese Vorausströmung zeigt sich bei Auspuffbetrieb als ausreichend, bei langsamem Gang (Fig. 110 a) sogar etwas reichlich, da im Totpunkt der Gegendruck erreicht ist. Sie reicht auch bei Kondensationsbetrieb und langsamem Gang, Fig. 110 a, wird jedoch offensichtlich knapp in Fig. 110 c und d, nämlich bei großer Leistung, also vergrößertem Spannungsabfall, oder bei hoher Drehzahl, also verringerter verfügbarer Zeit.

Digitized by Google

Die vorhandene Voreinströmung ist bei Auspuffbetrieb, wegen der höheren Kompression, also des geringen Druckausgleiches, schwerlich überhaupt nötig; dafür, daß sie reichlich ist, spricht die spitze Ausarbeitung des Diagrammes am Beginn der Einströmlinie. Bei Kondensationsbetrieb ist der auszugleichende Spannungssprung viel größer, trotzdem reicht bei langsamem Gang, Fig. 110 a, die Voreinströmung, deren Beginn hier deutlich erkennbar ist, aus; der Fortfall der Spitze ist immerhin ein Zeichen dafür, daß der volle Druck erst hinter dem Totpunkt erreicht war, wo der Kolben sich wieder bewegt; Fig. 110 a möchten wir in bezug auf die Voreinströmung als vorzüglich bezeichnen. Deutlich kann man verfolgen, wie mit steigender Drehzahl die Voreinströmung scheinbar verschwindet — die gleichen eröffneten Querschnitte beginnen knapp zu werden — und wie eine Abrundung am Beginn der Einströmlinie die Voreinströmung als zu knapp erscheinen läßt, was sie weder bei kleiner Drehzahl (Fig. 110 a) noch bei großer Kompression (Fig. 111 c) war.

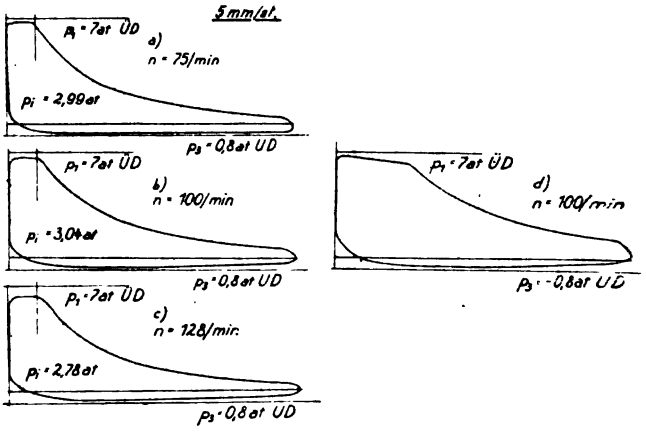



Fig. 110. Bei Kondensation.

Fig. 110 und 111. Diagramme einer Einzylindermaschine bei wech-
Die Füllung 10% ist jedesmal durch Strich kenntlich

Über die Kompression ist zu sagen, daß sich für Auspuffbetrieb Vollkompression ergibt, wenn im Kondensationsbetrieb mäßige Kompression eintritt. Aber auch der Kompressionsenddruck bei Kondensationsbetrieb ist nicht etwa stets der gleiche; mit steigender Drehzahl nimmt er zu, weil beim Abschluß des Ventiles das Drosseln eher beginnt, und weil schon der Kompressionsanfangsdruck, also der Zylinderdruck während des Ausströmens, höher ist, auch mit der Leistung nimmt er aus gleichen Gründen zu.

Letzterer Erscheinung ist sorgsamste Aufmerksamkeit zu widmen, wir meinen den Verlustflächen, die sich unter der Ausströmlinie bilden und übrigens entsprechend über der Einströmlinie. Da der Admissionsdruck einerseits, der Gegendruck der Atmosphäre bzw. des Kondensators andererseits jeweils eingezeichnet ist, so zeigen die Diagramme gut die auftretenden Verluste. Die Verlustflächen nehmen natürlich mit der Drehzahl zu — denn mit steigendem Dampfgewicht wachsen die Widerstände der Leitungen und Steuerorgane. Die Verlustflächen unter der Ausströmlinie sind bei Kondensationsbetrieb größer als bei Auspuffbetrieb, denn bei einander entsprechenden Versuchen ist das Dampfgewicht etwa dasselbe, aber das Volumen viel größer. Diese

Digitized by Google

Verhältnisse sind leicht verständlich. Besonders ist aber hinzuweisen auf die starke Vergrößerung der Verlustflächen, sobald für den vorangegangenen Spannungsausgleich nicht genügende Zeit verfügbar war. In Fig. 110 b bis d schleppt sich der Ausgleich als allmähliches Abfallen des Gegendruckes durch den größten Teil der Diagrammlänge; in Fig. 110 c ist der Spannungsverlust beim Einströmen $^3/_4$ at über die ganze Einströmung hin, was in Fig. 111 c nicht der Fall ist. (Auf der 10%-Ordinate ist der Spannungsverlust beidemal gleich.)

**82. Abhängigkeit der Diagramme von Verbundmaschinen von der Aufnehmerspannung und ihren Schwankungen.** Bei Verbundmaschinen wird die Diagrammform in gleicher Weise wie bei Einzylindermaschinen durch die Einsteuerung der Zylinder bestimmt, die nacheinander vom Dampf durchlaufen werden. Der Hochdruckzylinder wird mit Dampf von Kesselspannung beaufschlagt und bläst den Dampf in das Verbindungsrohr zwischen ihm und dem Niederdruckzylinder aus, das oft durch eine besondere Erweiterung als Aufnehmer ausgebildet ist. Der Niederdruckzylinder entnimmt seinen Dampf dem Aufnehmer und entläßt den Dampf in die Atmosphäre oder in den Kondensator.

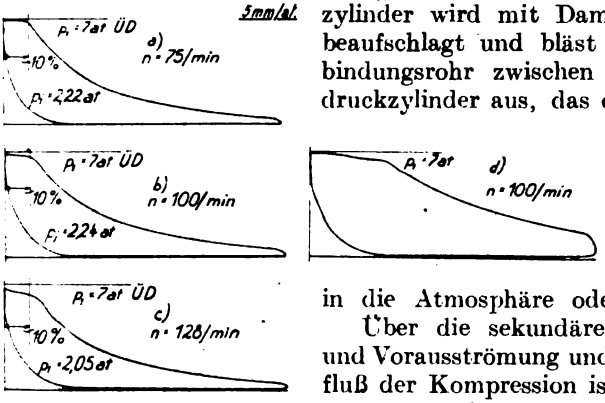



Fig. 111. Bei Auspuff. s Inder Drehzahl und Leistung. gemacht. $^2/_5$ nat. Gr.

Über die sekundären Einflüsse der Voreinund Vorausströmung und über den primären Einfluß der Kompression ist Neues überhaupt nicht zu sagen. Als primär das Diagramm gestaltend kommt indessen noch der Aufnehmerdruck hinzu, der seinerseits (§ 74) von der Niederdruckfüllung abhängt; diese nämlich kann, im Gegensatz zur Hochdruckfüllung, willkürlich gewählt werden. Aus den Versuchen § 74 ist bekannt, daß die richtige Wahl des Aufnehmerdruckes erheblichen Einfluß auf den Dampfverbrauch hat, und daß günstigster Dampfverbrauch erzielt wird, wenn man für tunliche Verminderung der irreversiblen Spannungsausgleiche sorgt — wobei des größeren beteiligten Volumens wegen fast allein auf den Spannungsabfall am Expansionsende zu achten ist; Schleifenbildung am Kompressionsende wird ohnehin ausbleiben, wenn man mit geringer Kompression (§ 75) arbeitet.

Charakteristische Beeinflussungen der Diagrammform rühren daher, daß das Ausblasen des Hochdruckzylinders nicht in die unendliche Atmosphäre oder in den unter konstantem Druck stehenden Kondensator erfolgt, sondern in den Aufnehmer endlichen Inhalts. Ebenso ergeben sich charakteristische Formen für die Füllungsperiode des Niederdruckzylinders, weil derselbe den Dampf nicht dem sehr großen Kessel, sondern dem endlichen Aufnehmerinhalt entnimmt. Die entstehenden Diagrammformen sind charakteristisch verschieden von-

Digitized by Google

einander, je nachdem ob die beiden Zylinder auf zwei um 90° versetzte Kurbeln arbeiten, oder ob sie auf die gleiche Kurbel arbeiten: das erstere ist der Fall bei der Querverbundmaschine, das letztere bei der Längsverbundmaschine (Tandemmaschine).

Bei der *Querverbundmaschine* (Fig. 112) wird im Hochdruckdiagramm Füllungs- und Expansionsperiode wie beim Einzylinderdiagramm verlaufen. Vom Punkte $VA$ an erfolgt das Ausblasen in den Aufnehmer, dessen Druck dabei zunächst steigt. Denn während der Hochdruckzylinder die erste Hälfte seines Hubes rückschiebend durchmißt, befindet sich die um 90° versetzte Niederdruckkurbel in der zweiten Hubhälfte, und da die Füllung des Niederdruckzylinders meist kleiner als 50% ist, so entnimmt also der Niederdruckzylinder dem Aufnehmer nichts. Ein Stück vor der Hubmitte des Hochdruckzylinders beginnt der Niederdruckzylinder Dampf aus dem Aufnehmer zu entnehmen. Dem Punkte $VE$ des Niederdruckzylinders entspricht nämlich der Punkt im Hochdruck-

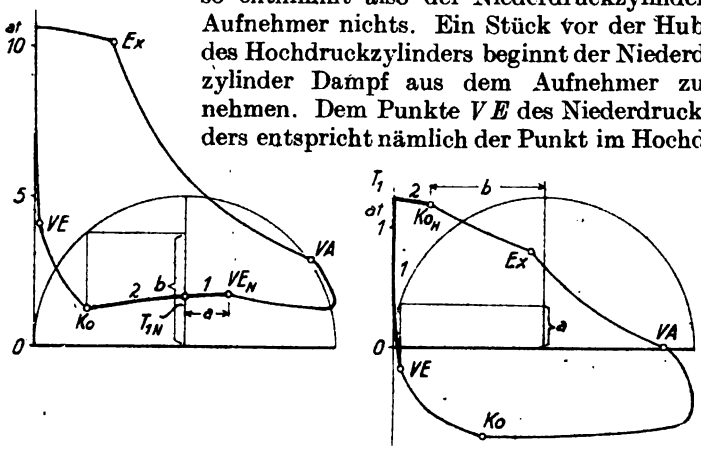



Fig. 112. Diagramme der Querverbund-Maschine, schematisch.

diagramm, der (die Schubstangenlängen unendlich gesetzt) durch Gleichheit der beiden Strecken $a$ festgelegt und mit $VE_N$ bezeichnet ist. Von $VE_N$ an wendet sich die Kurve des Gegendruckes abwärts, indem mehr und mehr die Dampfentnahme des Niederdruckzylinders die Oberhand gewinnt, weil nämlich der Hochdruckkolben kleinere Fläche hat, auch sich mehr und mehr dem Totpunkt nähert, während der Niederdruckkolben vermöge seiner Größe und auch wegen der zunehmenden Kolbengeschwindigkeit um so stärker auf Herabgehen des Aufnehmerdruckes wirkt, je weiter wir über $T_{1N}$ hinauskommen. In $Ko$ wird dann der Hochdruckzylinder vom Aufnehmer abgetrennt und weiterhin findet Kompression und von $VE$ an die Füllung des Hochdruckzylinders statt, wie wenn ein Niederdruckzylinder nicht vorhanden wäre.

Das entsprechende Diagramm des Niederdruckzylinders sieht wie folgt aus. Nachdem bis zum Totpunkt $T_1$ der Druckausgleich des schädlichen Raumes stattgefunden hat, wird der Druck zwar sinken, aber immerhin nur langsam abfallen bis zu dem mit $Ko_H$ bezeichneten Punkte, der zeitlich mit dem Kompressionspunkt des Hochdruckzylinders zusammenfällt (Strecken $b$ einander gleich). Bis $Ko_H$ nämlich wird der Dampf, den der Niederdruckzylinder dem Aufnehmer ent-

Digitized by Google

zieht, noch teilweise vom Hochdruckzylinder ersetzt. Hinter $Ko_H$ tritt ein schnellerer Abfall des Druckes ein, weil von jetzt an ein reiner Expansionsvorgang aus dem Aufnehmer heraus stattfindet. Meist etwas vor Hubmitte findet dann die Füllungsperiode des Niederdruckzylinders ihr Ende, Punkt *Ex*, und die eigentliche Expansion des Niederdruckzylinders geschieht unabhängig vom Vorhandensein des Hochdruckzylinders; auch die Ausströmung von *VA* bis *Ko* erfolgt wie bei der Einzylindermaschine.

Die Diagramme der beiden Zylinder beeinflussen einander also von $VE_N$ bis $Ko_H$; die einander entsprechenden Strecken der beiden Diagramme sind in Fig. 112 stark gezeichnet und mit 1 und 2 bezeichnet.

Etwas anders verläuft das *Diagramm der Längsverbundmaschine*. Auch bei ihrem Hochdruckzylinder erfolgt Füllung und Expansion unabhängig von der Verbundwirkung (Fig. 113). Vom Totpunkt an findet diesmal ein Abfallen des Druckes bis zum Punkte $Ex_N$ hin statt, der durch Gleichheit der

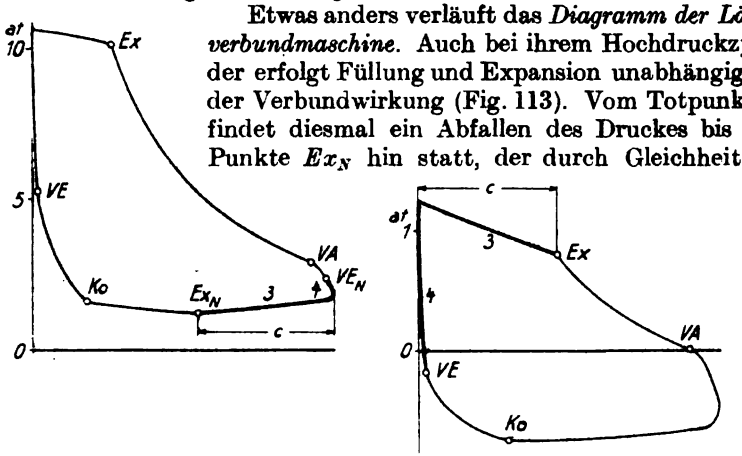



Fig. 113. Diagramme der Längsverbundmaschine, schematisch.

Strecken *c* bestimmt ist. Beide Zylinder beginnen diesmal gleichzeitig vom Totpunkt zurückzulaufen, beide haben also jederzeit gleiche Kolbengeschwindigkeit, doch hat die Entnahme des Niederdruckzylinders vermöge seiner größeren Kolbenfläche das Übergewicht über die Dampfzufuhr des Hochdruckzylinders. Die Entnahme des Niederdruckzylinders endet aber, je nach seiner Füllung, meist vor der Mitte des Hubes, und von da an wird der Druck des Aufnehmers, in den nur noch der Hochdruckzylinder hineinkomprimiert, wieder ansteigen, Kurve $Ex_N$ — *Ko*. In *Ko* erfolgt die Absperrung des Hochdruckzylinders, der nun wieder für sich arbeitet.

Das Niederdruckdiagramm der Längsverbundmaschine weist, vom Totpunkt beginnend, zunächst ein langsames Abfallen des Druckes bis zum Punkte *Ex* auf, der zeitlich dem Punkt $E_N$ des Hochdruckzylinders entspricht. Von da expandiert der Niederdruckzylinder und bläst den Dampf aus, unabhängig vom Vorhandensein des Hochdruckzylinders.

Während also die Ausblaselinie des Hochdruckzylinders bei der Querverbundmaschine eine Einziehung zeigt, weist dasjenige der Längsverbundmaschine eine Ausbauchung auf. Die Niederdruck-



Digitized by Google

diagramme beider Maschinenarten unterscheiden sich durch das Vorhandensein des gelegentlich verwischten, oft aber sehr deutlichen Punktes $Ko_H$ in der Admissionslinie der Querverbundmaschine (Fig. 112). Man darf diesen Punkt $Ko_H$ nicht für den Expansionspunkt des Diagrammes halten! — Wir entnehmen hieraus, daß die in §§ 69 bis 75 gegebenen Diagramme durchweg einer Längsverbundmaschine entstammen. Fig. 114 gibt zum Vergleich Diagramme einer Querverbundmaschine.

Im übrigen pendelt natürlich der Aufnehmerdruck im Beharrungszustand um einen Mittelwert herum; wie sein Mittelwert sich einstellt, wurde in § 74 besprochen.

Kleinere Abweichungen der Diagrammformen von den normalen können auftreten, insbesondere wie folgt: bei der Querverbundmaschine wird im Punkt $VE_N$ des Hochdruckdiagrammes ein Sprung nach ab-

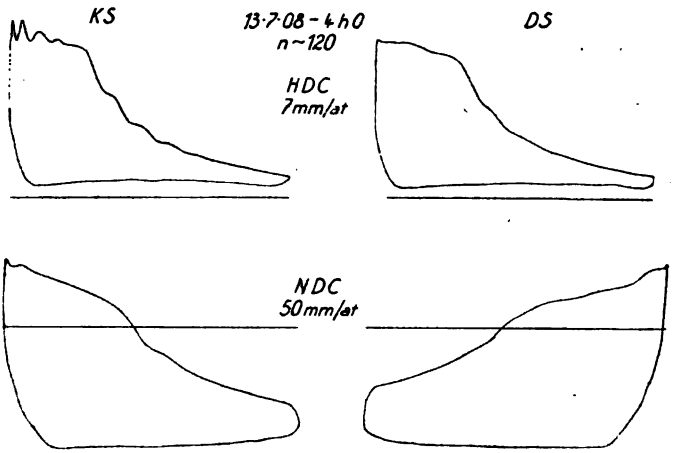



Fig. 114. Diagramme einer Querverbundmaschine. $^2/_5$ nat. Gr.

wärts zu sehen sein, wenn erhebliche Dampfmengen zum Auffüllen des schädlichen Raumes des Niederdruckzylinders gebraucht werden, wenn also der Spannungssprung hinter $VE$ sehr groß, die Kompression gering, und wenn der schädliche Raum des Niederdruckzylinders groß ist. Beim Querverbunddiagramm stellen sich Sprünge ein, wenn die Kurbeln nicht um 90° gegeneinander versetzt sind, sondern etwa um 108°, wie es gelegentlich geschieht. Selten sind diese Sprünge erheblich.

**83. Dampf- und Steuerungsdiagramm.** Nachdem wir gesehen haben, welche Form das Diagramm normal haben soll, fragt es sich nun, was zu tun ist, um eine als ungünstig erkannte Diagrammform so umzugestalten, daß sie den Anforderungen entspricht, die namentlich auf geringen Dampfverbrauch, daneben auf Erzielung einer gewissen Höchstleistung und vielleicht noch auf Ruhe des Ganges gerichtet sein werden. Die als notwendig erkannte Änderung kann etwa sein: es soll die Vorausströmung früher gelegt werden, ohne daß die anderen drei

Digitized by Google

Punkte, insbesondere der auch vom Auslaßorgan bestimmte Kompressionspunkt, sich ändert.

Das Diagramm ist im ganzen außer durch die Maschinenabmessungen und die Dampfzustände durch die Lage der vier Punkte *Ex*, *VA*, *Ko*, *VE* bestimmt; um jeden derselben beliebig einstellen zu können, brauchen wir nach allgemeinen mathematischen Regeln vier Bestimmungsstücke zu willkürlicher Änderung. Wir haben zwei Steuerorgane — Ein- und Auslaß, vielleicht zu einem Stück vereinigt — und müssen an jedem zwei Stücke ändern können, das ist die Überdeckung und die Voreilung. Wo über diese Größen nicht willkürlich oder nicht unabhängig von den anderen verfügt werden kann, da ist man der Steuerung nicht ganz Herr und muß Kompromisse schließen.

Bekanntlich entspricht der geradlinigen Kolbenbewegung von $T_a$ nach $T_i$, Pfeil 1, Fig. 115, die Kurbelbewegung nach Pfeil 2 und 3; dabei ist einer Stellung $X$ des Kolbens auf dem Kolbenweg $T_a T_i$ die Stellung $X'$ der Kurbel auf dem Kurbelkreis $T_a T_i$ zugeordnet, die sich durch Projizieren von $X$ nach $X'$ finden läßt. Das Projizieren erfolgt durch ein geradliniges Lot $X X'$ auf der Kolbenweglinie, wenn man unendliche Länge der Schubstange annimmt — was man für qualitative Überlegungen stets tun kann, nicht aber für quantitative Auswertungen. Unter Beachtung der endlichen Stangenlänge verwendet man zum Projizieren Kreisbögen, die die Punkte $Y$ und $Y'$ einander zuordnen. Man zieht sie mit dem Radius, der das Schubstangenverhältnis im Verhältnis zum Kurbelkreisradius wiedergibt; in Fig. 115 ist das Schubstangenverhältnis $\lambda = 5$, der projizierende Kreisbogen ist also mit dem fünffachen Kurbelradius beschrieben.

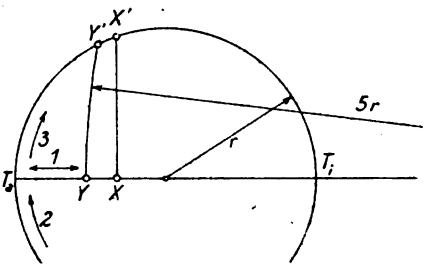


Fig. 115. Kolben- und Kurbelweg.

Hiernach ergeben sich aus einem Dampfdiagramm die Kurbelstellungen, bei denen Öffnung oder Abschluß erfolgt, und die zwischen ihnen liegenden Kurbelwinkel nach Fig. 116 in folgender Weise. Etwa den Punkt *Ex* des Dampfdiagrammes können wir zunächst als Punkt *e* auf die Kolbenweglinie des Schieberdiagrammes projizieren, und nun mit einem Kreisbogen entsprechend der Schubstangenlänge den Punkt *Ex* im Steuerungsdiagramm finden. Das heißt also, wenn der Abschluß des Einlaßorgans bei einer Kurbelstellung 65 Grade hinter dem Totpunkt $T_a$ erfolgt, so entspricht dem im Dampfdiagramm die Füllung in gekennzeichneter Größe. Ganz entsprechend finden wir die Punkte *VA*, *Ko* und *VE* auf den Kurbelkreis, letztere beiden in dessen unterer Hälfte, als dem Rückgang des Kolbens angehörig.

Wir schließen folgende Überlegung an: *VA* und *Ko* werden von dem gleichen Steuerorgan (der gleichen Steuerkante, dem gleichen Ventil) bestimmt, ersteres durch Öffnen, letzteres durch Schließen des



Digitized by Google

Auslaßkanales. Der Kreisbogen $VA - t_2 - Ko$ gibt also den Bruchteil der gesamten Kurbelumdrehung ab, während dessen das Auslaßorgan geöffnet hat. Meist wird dasselbe durch eine Exzenteranordnung bewegt, und dann muß der Totpunkt des Exzenters auf halbem Wege zwischen dem Öffnen und dem Schließen des Steuerorgans, also im Punkte $t_2$ liegen: der Weg zum Öffnen des Steuerorgans von $VA$ bis $t_2$ muß so weit sein, wie der Weg zum Schließen des gleichen Organs von $t_2$ bis $Ko$, $\overset{\frown}{VA\,t_2} = \overset{\frown}{Ko\,t_2}$. $t_2$ gibt an, welche Stellung die Kurbel zu der Zeit hat, wo das Exzenter in seinem Totpunkt steht. Man findet die Lage, indem man auf $VA - Ko$ das Mittellot errichtet.

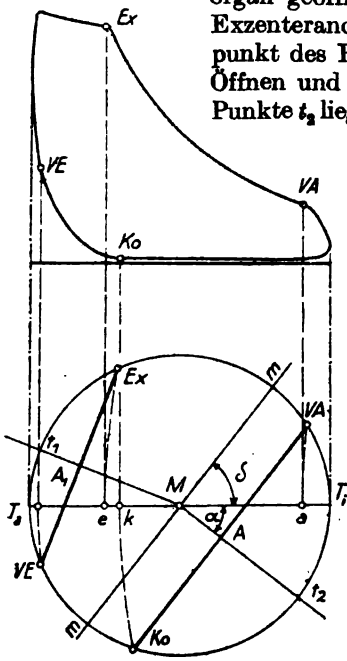



Fig. 116. Beziehung zwischen Dampf- und Steuerungsdiagramm, schematisch.

Man kann die gleiche Konstruktion für $VE - Ex$ machen, sofern die Einlaßsteuerung durch ein Exzenter (nicht durch Doppelschieber, nicht durch Ausklinkung) betätigt wird und kommt dann auf $t_1$ als diejenige Kurbellage, bei der das Einlaßexzenter seine Totlage erreicht; $t_1$ ergibt sich als Mittellot auf $VE - Ex$. Aus diesem Zusammenhang ist ersichtlich, daß Ein- und Auslaß in Fig. 116 nicht durch das gleiche Exzenter gesteuert sein können.

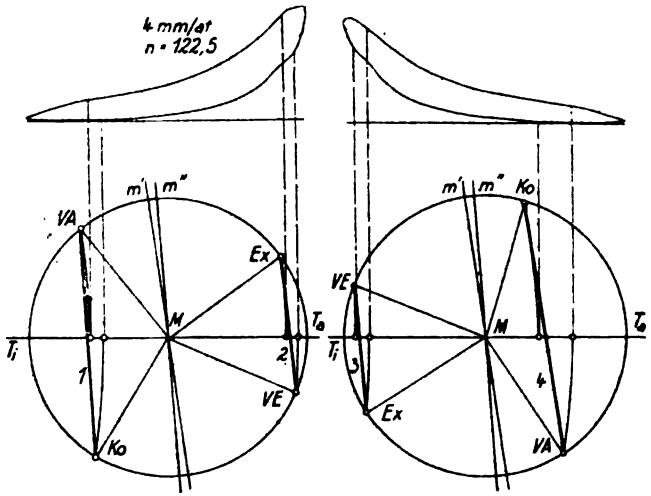



Fig. 117. Diagramme einer Kolbenschieber-Steuerung mit Achsenregler. $^2/_5$ nat. Gr.

Wenn dagegen beide Zylinderseiten von einem Exzenter bedient werden, so müssen Ein- und Auslaß beider Diagramme gleiche Vor-

Digitized by Google

eilung erkennen lassen. Fig. 117 zeigt die Diagramme einer Einzylinder-Auspuffmaschine mit Kolbenschieber, der von einem Flachregler beeinflußt wird. Ohne beschönigendes Probieren wurden aus den Dampfdiagrammen die darunter gezeichneten Steuerungsdiagramme gefunden. Daß die Linien 1—4 nicht ganz parallel sind, kann bei der unsicheren Kennung der Punkte im Dampfdiagramm kaum wundernehmen. Dazu kommt, daß die Linien gar nicht genau parallel sein können, wenn der Regler tanzt — was er unter Einwirkung der Schiebermassen sicher tut. Die Linien 1 und 3, andererseits 2 und 4 sind aber jedesmal recht gut parallel, nämlich parallel $m'$ bzw. $m''$. Die Voreilung scheint also etwa in den durch die Lagen $m'$ und $m''$ gegebenen Grenzen zu tanzen.

Bei Doppelschiebersteuerungen wird (meist) der Expansionspunkt nicht von der Steuerkante bedingt wie die anderen Punkte. Eine Konstruktion nach Fig. 116 führt daher nur dann auf parallele Gerade, wenn man statt des Expansionspunktes des Diagrammes die Punkte $E$ der Fig. 117a einführt, die durch einen Knick der Expansionslinie den Abschluß des Grundschiebers anzeigen.

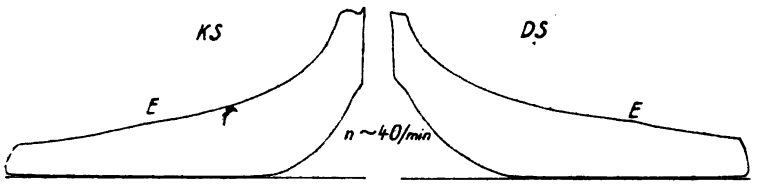



Fig. 117a. Diagramme einer Doppelschiebermaschine, mit Abschluß des Grundschiebers bei $E$.

Der Exzentertotpunkt darf als Mittellage aus Öffnen und Schließen dann nicht ermittelt werden, wenn nicht beide Punkte durch das Exzenter hervorgerufen werden — bei Ausklink- oder Doppelschiebersteuerung. Dagegen ist die Konstruktion nicht davon abhängig, daß das Steuerorgan selbst eine reine Exzenterbewegung macht; eine Verschränkung im Getriebe, wie sie bei Hahnsteuerungen vorkommt, hindert ihre Anwendung nicht.

Wir wollen unsere weiteren Betrachtungen an der Auslaß-Steuerung anstellen. Die Lage der Punkte $VA$ und $Ko$ (Fig. 116) ist bestimmt durch die Größe des Winkels $\alpha$, sowie durch die Lage des Punktes $A$ auf dem Radius $M\,t_2$: durch Voreilung und Überdeckung.

Der Winkel $\alpha$ gibt an, wieviel später (nämlich bei $t_2$) das Exzenter seine Totlage durchläuft, als die Kurbel (bei $T_i$) die ihre. Je größer $\alpha$, desto kleiner ist sein Komplementwinkel $\delta$, der in der Konstruktionslehre als *Voreilwinkel* des Exzenters bezeichnet zu werden pflegt.

Die Lage des Punktes $A$ auf dem Radius $M\,t_2$ gibt an, um welche linear in der Stangenrichtung gemessene Strecke das Exzenter aus seiner Mittellage $m\,m$ verschoben sein muß, damit es zum Öffnen kommt. Die Dauer der Eröffnung, der Bogen $\overset{\frown}{VA} - Ko$ ist durch das Verhältnis $\frac{MA}{Mt_2}$ eindeutig festgelegt. — Man bezeichnet $MA$ bei Schiebersteuerungen

Digitized by Google

als die *Überdeckung*, sofern der Kreisradius $M\,t_2$ gleich der *Exzentrizität* gemacht worden ist; man kann $\frac{M\,A}{M\,t_2}$ als relative Überdeckung bezeichnen. Will man die Übertragung dieser Bezeichnung auf Ventile vermeiden, bei denen es sich vielmehr um den toten Weg des Gestänges bis zum Anheben des Ventiles handelt, so kann man mit der *relativen Öffnungsdauer* rechnen, die durch das Verhältnis des Bogens $VA - Ko$ zur Länge des Kreisumfanges gegeben ist. Der Überdeckung 0 entspricht also die relative Öffnungsdauer 0,5, die Überdeckung $r$ (gleich dem halben Exzenterhub) würde gar keine Öffnung mehr, also eine Öffnungsdauer 0 ergeben. Negativer Überdeckung entsprechen Öffnungsdauern über 0,5. Eine Vergrößerung der relativen Überdeckung bedeutet also eine Verkleinerung der Öffnungsdauer, beide hängen aber eindeutig voneinander ab.

Jede Änderung der Einsteuerung beruht auf Änderung der Voreilung und der Öffnungsdauer.

Ein *versuchsmäßiger Beleg* für den besprochenen Zusammenhang läßt sich geben, indem man die Einsteuerung durch Auskurbeln feststellt, darauf das zugehörige Dampfdiagramm mit dem Indikator aufnimmt. Zum Auskurbeln stellt man die Maschine zunächst in die Totpunkte, und markiert mit Kreide am Umfang des Schwungrades die Lage irgendeines feststehenden Teiles, etwa eines über das Schwungradgeländer gelegten Lineales. Nun stellt man, mit dem Schaltwerk drehend und dabei die Steuerung beobachtend — Schieberdeckel sind zu entfernen — der Reihe nach auf die charakteristischen Punkte beider Zylinderseiten — Öffnen und Schließen — und markiert jedesmal wieder die Stellung des Schwungrades. Zum Schluß werden die Abstände der Kreidemarken von den beiden Totpunkten mit einem Bandmaß ausgemessen, das man über das Schwungrad legt. Das Ergebnis solcher Ausmessung zeigt Tabelle 44, in der unteren Zeile sind die Kurbelwinkel berechnet, zu denen Öffnen und Schließen erfolgt. Diese nun trägt man an einem Kreis an, dem man die Länge des als zugehörig aufgenommenen Dampfdiagrammes zum Durchmesser gibt, Fig. 118.

So war der Expansionspunkt der Kurbelseite (vorn) 2611 mm hinter dem äußeren Totpunkt (d. h. wo die Kurbel außen, der Kolben innen steht). Der halbe Schwungradumfang war 5515 mm. Also stand die Kurbel beim Abschluß der Einströmung $\frac{2611 \cdot 180}{5515} = 85{,}2°$ hinter *Ta*. So ergibt sich ein Punkt *Ex*, der mit Kreisbogen auf den Durchmesser projiziert wird. Entsprechend für die anderen Punkte. — Man sieht in Fig. 118, wie durch Drosselwirkung die Expansion und die Kompressions-

Tabelle 44. Auskurbelung

| | Bezeichnung des Punktes | *Tu* | *Exv* | *Koh* | *VAv* | *VEh* | *Ti* |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Abstand von *T* am Schwungradumfang . . mm | 0 | 2611 | 4124 | 4741 | 5079 | 5515 |
| 2 | entsprechend Kurbelwinkel . . | 0° | 85,2° | 134,5° | 154,5° | 165,7° | 180° |

Digitized by Google

linie schon etwas früher einsetzen, als dem Abschluß des Steuerorganes entspricht; besonders deutlich tritt das dann hervor, wenn man durch die Schwingungen der Indikatorfeder die ausgleichende glatte Kurve legt, die den wahren Verlauf des Druckes angibt: der Expansionspunkt des Indikatordiagrammes sollte bei $E$ liegen, er liegt bei $E'$.

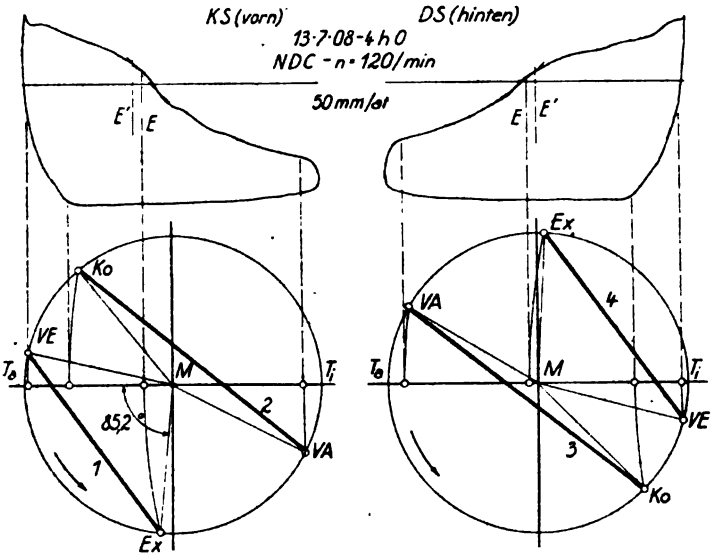



Fig. 118. Dampfdiagramm mit Schieberdiagramm verglichen. $^2/_3$ nat. Gr.

**84. Änderungen der Einsteuerung.** Jede Änderung der Einsteuerung besteht in Änderung der Voreilung und der Öffnungsdauer. Beide zusammen geben die Möglichkeit, die Punkte $VA$ und $Ko$ — entsprechend $VE$ und $Ex$ — jeden unabhängig vom anderen zu verstellen.

Es kann etwa die Aufgabe sein, beim Übergang von Kondensations- zum Auspuffbetrieb die Kompression zu verringern, ohne daß die Vorausströmung wesentlich verlegt werden soll. Das geschieht nach Fig. 119a bis c.

Durch eine Verkleinerung des Voreilwinkels $\delta$ auf den Wert $\delta'$, Fig. 119a, wird $VA$ und $Ko$ nach $VA'$ und $Ko'$ auf eine spätere Kurbelstellung verlegt, Vorausströmung und Kompression werden beide vergrößert. Diese Wirkung kann man praktisch erzielen, indem man bei nicht laufender Maschine das Exzenter entgegen der Drehrichtung verstellt. Dadurch wandert $t_2$ nach $t_2'$. Durch Änderung der Voreilung wird also der (mittlere) Zeitpunkt der Öffnung des Ausströmorganes verschoben, die Dauer der Öffnung bleibt unverändert. — Man beachte bei Überlegungen, daß $t_2$ im Drehsinn der Maschine wandert, wenn das Exzenter entgegen dem Drehsinn verstellt wird.

einer Schiebersteuerung.

| Ti | Exh | Kov | VAh | VEv | Ta |
|---|---|---|---|---|---|
| 0 | 2668 | 3957 | 4568 | 5127 | 5510 |
| 0° | 87,0° | 129,0° | 149,0° | 167,3° | 180° |

Digitized by Google

Wenn man nun weiterhin (Fig. 119 b) den Abstand $a$ der Verbindungslinie $Ko - VA$ oder $Ko' - VA'$ auf den Wert $a'$ verkleinert, so wandern diesmal die beiden Endpunkte in einander entgegengesetztem Sinne: der mittlere Zeitpunkt der Eröffnung bleibt erhalten, die Öffnungsdauer wird verändert. Dadurch wandert $VA'$ nach $VA$ zurück, $Ko'$ wandert im Sinne wie vorher weiter und kommt nach $Ko''$. Beide Änderungen verstärken sich also in bezug auf den einen der von ihnen beeinflußten Punkte (Öffnung oder Schluß), während sie in bezug auf den anderen einander aufheben. Durch beide zusammen ist man also in der Lage, etwa in Fig. 119 c $VA$ festzuhalten, $Ko$ aber nach $Ko''$ zu verlegen, also die Kompression zu verkleinern.

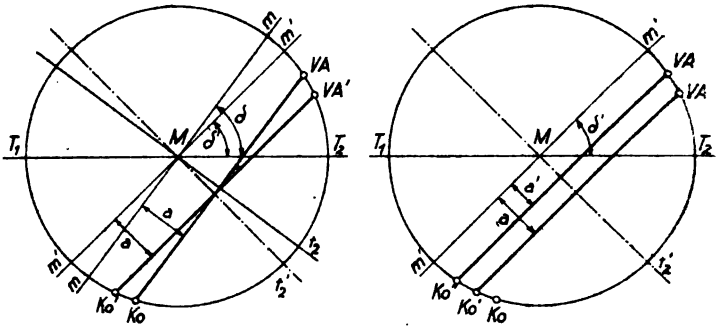



Fig. 119 a—c. Maßnahmen zur Verkleinerung

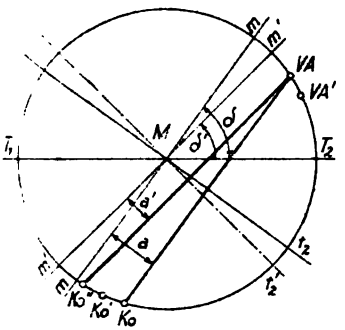
Die *praktische Verwirklichung der Verstellung* geschieht wie folgt. Es war schon gesagt, daß die *Änderung der Voreilung* durch Verdrehen des Exzenters auf der Welle erzielt werden kann; der gleiche Zweck kann, wo eine Steuerwelle vorhanden ist, durch Änderung des antreibenden Zahneingriffs erzielt werden, oder wenn in der Steuerwelle eine Kupplung vorhanden ist, durch Änderung dieser. Die *Änderung der Öffnungsdauer* erfolgt am häufigsten durch Verstellung der wirksamen Stangenlänge; dazu pflegen Stangenschlösser oder Verbindungen mit Gewinde und Gegenmutter im Gestänge vorgesehen zu sein; deren Änderung wirkt dann stets nur auf die Öffnungsdauer, nie auf die Voreilung. Dem gleichen Zweck dient aber auch anderweites Fassen des Schiebers mit dem Gestänge und Änderung der Wälzhebelangriffe, sei es auf der Ventilspindel, eines festen Wälzhebeldrehpunktes — vorausgesetzt, daß hierdurch nicht die Wälzwirkung (§ 85) gestört wird.

Der Einfluß der beiden Verstellungsmöglichkeiten: Voreilwinkel und Stangenlänge, ist hiernach klar; mit ihrer beider Hilfe kann man zwei Größen, also Öffnung und Schluß einer Steuerkante, eines Ventils völlig beherrschen. Wo mehrere Organe (z. B. die vier Steuerkanten des Muschelschiebers) von einem Gestänge bewegt werden, da wird man nur unter den Ansprüchen der verschiedenen Organe vermitteln können; oder man müßte z. B. eine Steuerkante des Muschelschiebers ändern (fortnehmen oder mit Schwalbenschwanz ansetzen oder neuen Schieber), was einer Änderung der Stangenlänge für diese Steuerkante entspricht.

Der *Einfluß anderer Verstellungsmöglichkeiten* muß von Fall zu Fall untersucht werden. Eine Verkleinerung der Exzentrizität — des Ge-

Digitized by Google

stängehubes — kommt bei unveränderter absoluter Überdeckung auf eine Vergrößerung der relativen heraus, auf eine Verkleinerung der Eröffnungsdauer. Der Einfluß einer Kulissenverstellung kann graphisch untersucht werden, oder indem man Diagramme bei verschiedener Einstellung nimmt und die Wirkung der Verstellung direkt am Dampfdiagramm beobachtet.




der Kompression.

Es empfiehlt sich, alle Verstellungsmöglichkeiten einer Steuerung mit Skala zu versehen, sobald sich die Notwendigkeit mehrfacher Verstellung ergibt — jedenfalls bei Versuchsmaschinen und im Laboratorium. Die Skala kann rein empirisch, etwa in Millimeter geteilt sein, und dient, um die Wirkung von Änderungen besser numerisch beurteilen, sowie namentlich um eine frühere Einstellung genau wiederfinden zu können.

**85. Bewegung der Steuerorgane.** Die von den Steuerorganen einer Dampfmaschine ausgeführte Bewegung kann man empirisch aufnehmen, indem man einen Schreibstift an irgendeinem Teil anbringt, der mit dem zu untersuchenden Steuerorgan fest verbunden ist, und indem man diesen Schreibstift auf einem Papier schreiben läßt, das sich senkrecht zur Bewegung des Schreibstiftes fortbewegt. Man kann die Bewegung des Papiers vom Kreuzkopf ableiten, so daß es hin und her gehende, dem Kolbenweg proportionale Wege macht, oder aber man erteilt dem Papier eine gleichmäßige fortschreitende Bewegung; man erhält die Bewegung der Steuerungsorgane als abhängig vom Kolbenweg oder von der Zeit aufgetragen

In den meisten Fällen entspricht die *Auftragung abhängig vom Kolbenweg* den Bedürfnissen, und man kann sich zum Aufzeichnen eines gewöhnlichen Indikators bedienen, dessen Trommel man in gewohnter Weise vom Kreuzkopf antreibt, während man den Kolben durch eine Druckstange von dem betreffenden Steuerorgan aus betätigen läßt. Voraussetzung dabei ist, daß das Steuerorgan nicht mehr als 15 mm Bewegung macht, da sonst wegen der sechsfachen, im Schreibzeug des Indikators liegenden Übersetzung die Höhe des Papiers nicht ausreicht. Gegebenen Falles muß man den Schreibstift selbst von dem Steuerorgan aus anzutreiben suchen, so daß die Übersetzung fortfällt; das Schreibstiftgetriebe dient dann nur noch zur Geradführung.

Meist wird eine *Feder für den Kraftschluß* in den Indikator einzubauen sein. Dieselbe ist möglichst schwach zu halten, um die Bewegung von nicht zwangläufig bewegten Organen wenig zu stören. Man kann eine schwache Feder aus beliebigem Draht selbst wickeln, da die Feder nichts zu messen hat. Zur Schonung des Indikators kommt es in Frage, den Kolben herauszunehmen und durch einen Teil zu ersetzen, der sich nicht im eigentlichen Indikatorzylinder, sondern in dem unteren Verbindungsstutzen des Indikators führt. Es ist nämlich zu bedenken, daß das Schreibzeug in vielen Fällen so lange durchlaufen

Digitized by Google

muß, wie die Maschine betrieben wird, da man es nicht immer im Betriebe ab- und anstellen kann. Zum Abstellen kann man sich wohl einer Gabel bedienen, die unter die Flügelmutter des Indikators so geklemmt wird, daß sie den Schreibstift in seiner höchsten Stellung festhält (bei Warmfederinstrumenten).

In dieser Weise läßt sich die Bewegung jedes Steuerorgans verfolgen. Bei *zwangläufig bewegten Organen* pflegt es reichlich so einfach zu sein, den Zusammenhang zwischen Kolbenbewegung und Bewegung des Steuerorgans im Auskurbeln der Maschine punktweise festzulegen. Man trägt dann die Schieberausschläge abhängig vom Kolbenweg auf. Die Gestalt der entstehenden Kurve ist mannigfaltig. Beim einfachen Muschelschieber ergibt sich die *Schieberellipse*. Die Schieberellipse gibt mehr als das einfache Steuerdiagramm (Fig. 116), indem man außer Öffnung und Abschluß noch jederzeit die Weite hat, um die der Kanal geöffnet ist, und damit den freigelegten Kanalquerschnitt.

Wichtiger ist das Aufnehmen der Bewegung von Steuerorganen in solchen Fällen, wo die Bewegung keine zwangläufige ist, wie bei den Ventilen der Freilaufsteuerungen, oder doch keine ganz zwangläufige, wie bei den vom Regler beeinflußten Ventilen oder Schiebern.

Ventilsteuerungen werden bezeichnet als zwangläufig, sofern der Aufgang sowohl wie der Niedergang unter dem Einfluß des Steuergetriebes erfolgt. Trotzdem ist das Getriebe nur dann ganz zwangläufig, wenn nicht der Regler die Steuerung beeinflußt. Wo aber der Regler in das Steuergetriebe eingreift, erfährt er einseitig einen größeren oder kleineren Rückdruck, der meist zu einem schwachen „Tanzen" des Reglers führt. Sobald das eintritt, ist die Bewegung des betreffenden Ventils nicht genau eindeutig der Kolbenstellung zugeordnet, da die Bewegung des Steuergetriebes von der Tanzbewegung des Reglers beeinflußt wird. In diesem Falle ist also auch ein empirisches Aufnehmen der Ventilbewegung nötig, und zwar wird die Ventilbewegung, auch bei gleicher mittlerer Reglerstellung, bei verschiedenen Umlaufzahlen der Maschine etwas verschieden ausfallen.

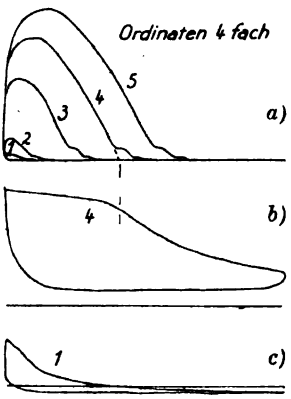



Fig. 120. Ventilerhebung einer zwangläufigen Steuerung nebst Dampfdiagramm. 2/5 nat. Gr.

Fig. 120 zeigt *Ventilerhebungsdiagramme*, aufgenommen an einer sog. „alten" Collmann-Steuerung bei wechselnder Füllung. Ein solches Diagramm läßt sich aufnehmen, indem man das Frischdampfventil so weit drosselt, daß die Maschine nicht durchgehen kann, und nun durch Anfassen am Stellzeug den Regler allmählich aus der tiefsten in die höchste Stellung überführt. Je nach der Bauart wird man das durch Angreifen an der Muffe des Reglers, an einer Steuerwelle oder ähnlichem bewirken. — Gekennzeichnet ist das Diagramm dadurch, daß schon ziemlich vom Anfang

Digitized by Google

des Ventilhebens an die Ventilbewegung verschieden ausfällt, je nach der Füllung, mit der die Maschine arbeitet.

In dieser Hinsicht charakteristisch verschieden sind die *Ausklinksteuerungen*, bei denen das Anheben des Ventils stets nach der gleichen Kurve erfolgt, worauf nach dem Ausklinken das Ventil, einer Feder folgend, der Schlußstellung zufällt. Bei verschiedener Füllung, die man in ganz gleicher Weise, wie bei einer zwangläufigen Steuerung angegeben, erreichen kann, ergibt sich ein Bild wie Fig. 121. Die gleiche Erhebungskurve — die man als zwangläufig auch im Auskurbeln hätte aufnehmen können — wird früher oder später durch Ausklinken unterbrochen, worauf die verschiedenen Kurven des Abfalles in einander ähnlicher Weise verlaufen. — Ähnliche Diagramme kann man auch an ausklinkenden Corliss-Steuerungen erhalten, bei denen man an Stelle der Hübe die Drehungen im Bogenmaß aufgetragen hatte.

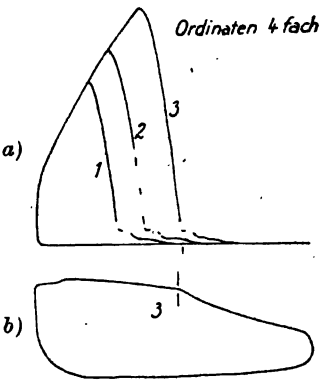


Fig. 121. Ventilerhebung einer Freifallsteuerung nebst Dampfdiagramm. $^2/_5$ nat. Gr.

Zu den Ventilerhebungen 1 und 4, Fig. 120, und zu 3, Fig. 121, sind auch noch die zugehörigen Indikatordiagramme gegeben. Die der Fig. 120 zugrunde liegende Steuerung wirkt bei kleinen Füllungen, Diagramm 1, ganz durch Drosselung. —

Den zwangläufigen Steuerungen (mit Ausnahme der Nockensteuerungen) ist fast durchweg die Beschleunigung und Hemmung des Ventils durch Wälzhebel gemeinsam. Bei den ausklinkenden Steuerungen pflegt die Eröffnung bei passender Wahl der Abmessungen ohne weiteres sanft genug zu erfolgen; beim Abschließen wird ein Schlag auf den Ventilsitz durch einen Luft- oder Ölpuffer vermieden. Die Wirkung einesteils des Wälzhebels, andererseits des Puffers läßt sich durch Versuche nachprüfen; da auf die hemmende Wirkung dieser Maschinenteile viel ankommt, so hat man sich von Zeit zu Zeit von ihrer richtigen Funktion zu überzeugen. Falsche und richtige Wirkung läßt sich in folgender Weise demonstrieren:

Bei *Wälzhebeln* lege man zwischen die beiden sich aufeinander abwälzenden Hebel eine Reihe sehr dünner, schmaler Papierstreifen. Wenn beim Auskurbeln der Maschine die Abwälzung vonstatten geht, so wird immer nur einer der Streifen festgeklemmt sein, während die anderen lose sind, und hin und her geschoben werden können; die verschiedenen Streifen werden aber der Reihe nach eingeklemmt. Die Maßnahmen zur richtigen Einstellung schlecht eingeklemmter Wälzhebel werden von Fall zu Fall durch den Augenschein entschieden werden können. — Man kann sich auch im Gange von der richtigen Wirksamkeit von Wälzhebeln überzeugen, indem man zwischen die beiden Wälzhebel einen ähnlichen Streifen nicht allzu schwachen Papiers hält: Die Wälzhebel werden dann nicht mehr richtig wälzen und das Ventil wird schlagen. Es ist ein Kennzeichen für die richtige

Digitized by Google

Wirksamkeit der Wälzhebel, daß das Ventil ruhig aufsitzt, so lange der Streifen nicht eingeschoben ist, daß es aber schlägt, an welcher Stelle man ihn auch einschiebt.

Die *Puffer ausklinkender Steuerungen* müssen insbesondere bei Ventilen (bei Hähnen, die durchschlagen können, kommt es weniger darauf an) sehr prompt auffangen, so daß einerseits das Ventil nicht wesentlich auf den Sitz haut und doch auch nicht längere Zeit ein wenig geöffnet bleibt und dann wesentliche Nachfüllungen gibt. Meist ist an der Ventilspindel oder an den Puffern eine Einstellvorrichtung, die den Abstand des Ventils von der steuernden Kante regeln läßt, so daß also die puffernde Wirkung mehr oder weniger hoch über dem Sitz einsetzt. Fig. 122 zeigt Diagramme, aufgenommen an einer „neuen" Collmann-Steuerung im Gegensatz zu Fig. 121 bei zu frühem Abfangen des Ventils. In diesem Falle läßt das Ventil Dampf nachströmen. Mäßigem Schlagen wird gelegentlich nachgerühmt, es sorge für dauerndes Dichtbleiben des Ventils — übermäßiges wird zur Abnutzung und zum Bruch führen. — Gelegentlich läßt sich nicht nur der Zeitpunkt, sondern auch die Stärke der Hemmung regeln, z. B. durch Einstellen eines Öldurchganges. Starke Hemmung, die dann freilich später einsetzen kann, ohne daß das Ventil schlägt, führt leicht zum Abreißen der Spindel (wenn diese auf Zug beansprucht wird), schwache Hemmung, die dann früher einsetzen muß, läßt gedrosselten Dampf nachströmen.

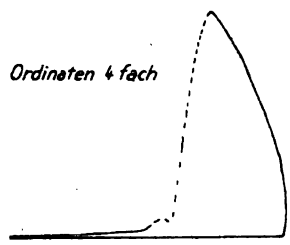


Fig. 122. Freifallventil zu früh abgefangen.

Einiges Interesse bietet es, bei unverändertem Zeitpunkt der Ausklinkung die Drehzahl der Maschine zu verändern. Man kann den Versuch leicht im Einlaß oder Auslaß der Maschine machen und erhält ein Bild wie folgt: Die Zeitdauer des Falles ist stets die gleiche, die Kurve des Abfalls nimmt um so größere Neigung an, je schneller das Papier bei schnellem Gang der Maschine unter dem Schreibstift durchgeschoben wird, gleicher Zeitpunkt der Ausklinkung ergibt also bei wechselnder Tourenzahl nicht die gleiche Füllung. Der Einfluß dieser Erscheinung auf die Leistungscharakteristik wurde schon in § 73 am Ende besprochen.

**86. Dampfbewegung in den Steuerorganen.** Bei jeder Art von Steuerorganen kann man die Strömungsgeschwindigkeit des Dampfes in dem steuernden Querschnitt näherungsweise berechnen, wenn nach dem vorigen Paragraphen das Gesetz für die Öffnung des steuernden Organes ermittelt ist.

Während eines kurzen Zeitteiles $dt$ der Füllungsperiode geht der Kolben um das Stück $ds$ vorwärts und legt dabei das Volumen

$$dV = F \cdot ds$$

hinter sich frei. $F$ ist die „wirksame" Kolbenfläche (Techn. Mess. § 85). Um so viel mehr Dampfvolumen ist am Ende der Zeit $dt$ im Zylinder. Dieses Mehr ist teils durch das Steuerorgan eingetreten, teils aber

Digitized by Google

durch Expansion, also Druckabnahme des im Zylinder befindlichen, entstanden.

Wir bezeichnen mit $dD$ das während des kurzen Zeitteiles $dt$ der Füllungsperiode in den Zylinder eingefüllte Dampfgewicht; es ist das der Unterschied des am Ende und am Anfang von $dt$ im Zylinder befindlichen Gewichtes. Am Anfang möge $V$ das vom Steuerorgan bis an den Kolben heran gerechnete Zylindervolumen und daher Dampfvolumen sein, $\gamma$ sein spezifisches Gewicht, das für Sattdampf nur vom Druck $p$ abhängt, dann ist

$$D_1 = V \cdot \gamma$$

anfangs im Zylinder. Am Ende des Zeitteiles hat $V$, entsprechend der Kolbenbewegung, um $dV$ zugenommen, es beträgt also nachher $V + dV$. Das spezifische Gewicht $\gamma$ möge um $d\gamma$ auf einen Wert $\gamma + d\gamma$ geändert sein; meist wird $d\gamma$ negativ sein. Dann ist am Ende von $dt$ im Zylinder vorhanden

$$D_2 = (V + dV)(\gamma + d\gamma).$$

Eingefüllt ist also worden

$$dD = D_2 - D_1 = (V + dV)(\gamma + d\gamma) - V \cdot \gamma$$
$$dD = \gamma \cdot dV + V \cdot d\gamma,$$

indem $V \cdot \gamma$ fortfällt und $dV \cdot d\gamma$ als unendlich klein höherer Ordnung fortbleibt. Hieraus folgt das in der Zeiteinheit eingefüllte Dampfgewicht

$$\frac{dD}{dt} = \gamma \cdot \frac{dV}{dt} + V \cdot \frac{d\gamma}{dt} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

was auch ohne weiteres anzuschreiben war.

Solange der Druck $p$ und damit $\gamma$ unverändert bleibt, wenn also die Einströmlinie wagerecht geht, ist

$$\frac{dD}{dt} = \gamma \cdot \frac{dV}{dt}$$

und da $dV = F \cdot ds$, so ist das sekundlich eingefüllte Dampfgewicht:

$$\frac{dD}{dt} = \gamma \cdot F \cdot \frac{ds}{dt}$$

und das sekundlich eingefüllte Dampfvolumen

$$\frac{dD_v}{dt} = F \cdot \frac{ds}{dt} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

Hat aber zur selben Zeit $dt$ das Steuerorgan den Querschnitt $f$ freigelegt, so wird die Geschwindigkeit $w$ im Steuerquerschnitt

$$w = \frac{dD_v/dt}{f}$$

also nach Gleichung (5):

$$w = F \cdot \frac{ds/dt}{f} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (6)$$

Digitized by Google

$ds/dt$ ist die Kolbengeschwindigkeit, die über dem Kolbenweg aufgetragen als Ellipse oder Kreisbogen erscheint. Die Geschwindigkeit des Dampfes im Ventil ist außer durch die konstante Kolbengröße noch durch den Quotienten aus Kolbengeschwindigkeit und Steuerquerschnitt bestimmt; beide Größen sind bestimmbar.

Das gilt aber nur so lange näherungsweise, wie die Einströmlinie wagerecht läuft, also $d\gamma/dt = 0$ ist. Sonst fällt das letzte Glied von Gleichung (4) nicht fort, es bildet eine Korrektion, solange die Einströmlinie sich mäßig senkt, und wird maßgebend, sobald das Steuerorgan erheblich zu drosseln beginnt. — Von dem Gliede $V \cdot \frac{d\gamma}{dt}$ ist $V$ für jede Kolbenstellung bekannt, sofern freilich der schädliche Raum bekannt ist. Wir setzen, indem wir mit $dp$ und mit $ds$ multiplizieren und dividieren,

$$\frac{d\gamma}{dt} = \frac{d\gamma}{dp} \cdot \frac{dp}{ds} \cdot \frac{ds}{dt} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (7d)$$

und haben nun das Produkt dreier bestimmbarer Größen. $\frac{d\gamma}{dp}$, die Änderung des spezifischen Gewichtes mit dem Druck, ist für Sattdampf den Dampftabellen zu entnehmen; sie ist übrigens über weite Bereiche hin wenig verändert:

im Mittel von 11 bis 12 at abs ist $\frac{d\gamma}{dp} = 5{,}96 - 5{,}49 = 0{,}47$

„ „ „ 2 bis 3 at abs ist $\frac{d\gamma}{dp} = 1{,}62 - 1{,}11 = 0{,}51$.

Ferner ist $\frac{dp}{ds}$ die Neigung der Einströmlinie im Indikatordiagramm, und $\frac{ds}{dt}$ die Kolbengeschwindigkeit.

Im ganzen ist das in der Zeiteinheit eingefüllte Dampfgewicht

$$\frac{dD}{dt} = \gamma \cdot F \cdot \frac{ds}{dt} + V \cdot \frac{d\gamma}{dp} \cdot \frac{dp}{ds} \cdot \frac{ds}{dt}$$

oder unter Division mit $\gamma$ ist das Volumen

$$\frac{dD_v}{dt} = \left(F + \frac{V}{\gamma} \cdot \frac{d\gamma}{dp} \cdot \frac{dp}{ds}\right) \cdot \frac{ds}{dt} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

oder endlich die Strömungsgeschwindigkeit des Dampfes im Steuerquerschnitt der Größe $f$:

$$w = \frac{1}{f} \cdot \left(F + \frac{V}{\gamma} \cdot \frac{d\gamma}{dp} \cdot \frac{dp}{ds}\right) \cdot \frac{ds}{dt} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

Für überschlägliche Rechnungen an Punkten weit vom Abschluß und auch von der Eröffnung dient (6), für genauere (9); doch bleibt in der Rechnung namentlich für die Zeit vom Eröffnen bis zum annähernden Druckausgleich immer die Unsicherheit, daß Verdampfungs- und Kondensationsvorgänge unbeachtet sind. Bei sehr hoher Anfangsüberhitzung kann auch die Annahme der Sättigung unzutreffend werden.

Digitized by Google

Der Rechnungsgang werde an einem *Beispiel* erläutert. Dazu dienen die Diagramme Fig. 123; die unterste Teilfigur *c* gibt das Erhebungsdiagramm eines freifallend schließenden Ventils; die Ventilerhebung war im Diagramm vierfach vergrößert. Über der Grundlinie des Diagrammes ist einmal ein Halbkreis geschlagen mit der Diagrammlänge als Durchmesser — er gibt die Kolbengeschwindigkeit $ds/dt$ in einem noch zu ermittelnden Maßstab bei Annahme unendlicher Schubstangenlänge; ein zweites Mal ist die wahre, von der endlichen Schubstange beeinflußte Kolbengeschwindigkeit im gleichen Maßstab eingetragen; je nach der gewünschten Genauigkeit mag man die eine oder andere Kurve für die Rechnung benützen; man braucht aber auch überhaupt keine Kurve zu benützen, da das Verhältnis der Kolbengeschwindigkeit an beliebiger Stelle zu der größten bekannt ist. Die Diagramme entstammen der Deckelseite. — Die oberen Teile *b* und *a* der Fig. 123 geben Indikatordiagramme, zunächst vom Zylinder, dann noch vom Dampfzuführungsrohr vor dem Ventil; von dem letzteren ist derjenige Teil ins Zylinderdiagramm übertragen, der gleichzeitig mit der Einfüllinie entstanden ist; der Druckverlust im Steuerorgan ist dadurch zu sehen.

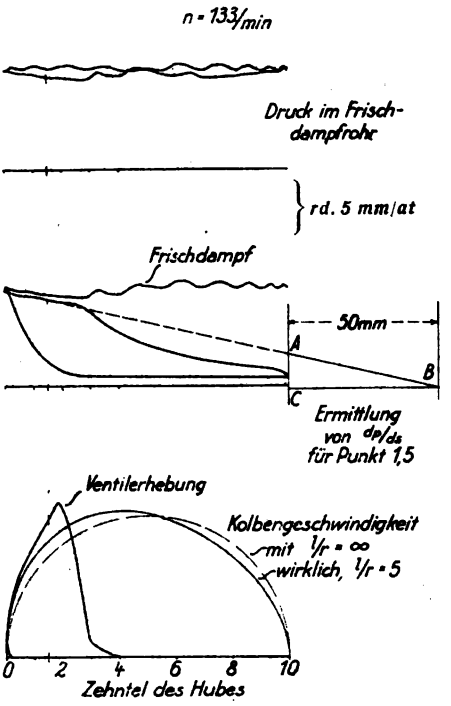



Fig. 123. Druckverlust und Ermittlung der Dampfgeschwindigkeit im Freifallventil. $^2/_5$ nat. Gr.

Für die Abszisse $1^1/_2$-Zehntel der Fig. 123c ergibt sich folgende Rechnung: Die Ordinate der Ventilerhebung ist 45,8 mm (im Original, wiedergegeben in $^2/_5$ n. Gr.). Der Maßstab für die Kurve ist folgender: 1 mm im Diagramm war $^1/_4$ mm Ventilhub (Schreibzeugübersetzung), und da die beiden Ventilsitze des doppelsitzigen Ventils $(142 + 150) \cdot \pi = 917$ mm Umfang haben, so ist

1 mm im Ventilerhebungsdiagramm $= 0{,}25 \cdot 917 = 229\,\text{mm}^2 = 0{,}000\,229\,\text{m}^2$

vom Ventil freigegebener Querschnitt $f$. Also ist für die Abszisse $1^1/_2$ Zehntel

$$f = 0{,}000\,229 \cdot 45{,}8 = 0{,}0105\ \text{m}^2.$$

Die Kolbengeschwindigkeit zunächst für die Kurbelstellung 90° ist gleich der Kurbelgeschwindigkeit, also bei 700 mm Kolbenhub $\equiv$ 0,35 m Kurbelradius und der Drehzahl 133/min ist $c_{90} = 2 \cdot 0{,}35 \cdot \pi \cdot \frac{133}{60} = 4{,}86$ m/sek.

Digitized by Google

Für die Kolbenstellung $x = 0{,}15$ aber gibt die Tabelle Hütte, 22. Aufl., II, S. 151 den Kurbelwinkel $\alpha = 41{,}8°$, und damit ist $\frac{c}{c_{90}} = \sin\alpha \cdot (1 \pm \frac{1}{5} \cdot \cos\alpha) = 0{,}667 \cdot (1 + \frac{1}{5} \cdot 0{,}745) = 0{,}766$, worin $\frac{1}{5}$ das Schubstangenverhältnis ist und das $+$ Zeichen dem Einwärtsgang des Kolbens (Fällung der Deckelseite) entspricht; die Kolbengeschwindigkeit ist also

$$c = \frac{ds}{dt} = 0{,}766 \cdot 4{,}86 = 3{,}72 \text{ m/sek.}$$

Der Maßstab der in Fig. 123c eingezeichneten Kurven der Kolbengeschwindigkeit (für $l/r = \infty$ als Halbkreis gezeichnet; Kurven hier nicht benutzt) ist durch den Wert der halben Diagrammlänge gegeben: $\frac{1}{2} \cdot 94{,}2 \text{ mm} = 4{,}86 \text{ m/sek}$; also

1 mm im Kolbengeschwindigkeitsdiagramm $= 4{,}86 : 47{,}1 = 1{,}03$ m/sek.

Endlich ist noch die wirksame Kolbenfläche (Durchmesser des Kolbens 480 mm, der Stange 90 mm)

$$F = 0{,}1810 - 0{,}0064 = 0{,}1746 \text{ m}^2.$$

Diese Zahlen alle in Formel (6) eingesetzt, erhalten wir die Ström geschwindigkeit des Dampfes angenähert

$$w \infty 0{,}1746 \cdot \frac{3{,}72}{0{,}0105} = 61{,}9 \text{ m/sek.}$$

Wenn wir jedoch genauer nach Formel (9) rechnen, so sind noch folgende Größen zu bestimmen: Das vom arbeitenden Dampf erfüllte Volumen ist (für eine Seite, vergleiche jedoch Fig. 103):

| | |
|---|---|
| der schädliche Raum | $7{,}3$ ltr $= 0{,}0073$ m$^3$ |
| ein Teil des Hubraumes $0{,}15 \cdot F \cdot s = 0{,}15 \cdot 0{,}1746 \cdot 0{,}7 = 0{,}0183$ | ,, |
| im ganzen beim Kolbenstand 1,5 Zehntel | $V = 0{,}0256$ m$^3$. |

An jener Stelle des Frischdampfdiagrammes finden wir die Ordinate 30,8 mm, also bei einem Federmaßstab des Indikators von 5,07 mm/at den Frischdampfdruck $6{,}07$ at ÜD $= 6{,}07 + 1{,}03 = 7{,}10$ at abs; der Dampf war wenig überhitzt, mag also beim Eintritt ins Ventil seine Überhitzung bald verloren haben; im trocken gesättigten Zustande ist sein spezifisches Gewicht dann

$$\gamma = 3{,}64 \text{ kg/m}^3.$$

Das spezifische Gewicht trocken gesättigten Dampfes ist bei

| | |
|---|---|
| $7{,}0$ at: | $3{,}589$ kg/m$^3$ |
| $7{,}5$ ,, | $3{,}829$ ,, |
| Die Zunahme für $0{,}5$ at: | $0{,}240$ kg/m$^3$. |

Demnach ist für 1 at Druckzunahme

$$\frac{d\gamma}{dp} = 2 \cdot 0{,}240 = 0{,}480 \frac{\text{kg/m}^3}{\text{at}}.$$

Digitized by Google

Endlich bleibt $\frac{dp}{ds}$ zu ermitteln, das ist die Neigung der Drucklinie im Zylinderdiagramm an der Stelle 1,5 Zehntel. Zu ihrer Bestimmung kann der Spiegelderivator dienen (Techn. Mess. S. 243). Wir können auch einfach zeichnerisch verfahren, indem wir nach Anleitung von Fig. 123b die Linie $AB$ in Richtung der Drucklinie zeichnen und die zwischen zwei Parallelen von 50 mm Abstand abgeschnittene Höhe $AC = 11{,}4$ mm messen;

$$\text{die Neigung der Drucklinie ist also } -\frac{11{,}4}{50} = -0{,}228.$$

Hierfür die Ermittlung des Maßstabes: es ist im Zylinderdiagramm der Maßstab

$$\begin{aligned} &\text{für } p\text{: Federmaßstab } 5{,}0 \text{ mm} = 1 \text{ at} \\ &\text{für } s\text{: Diagrammlänge } 94{,}5 \text{ mm} = 0{,}7 \text{ m Hub,} \\ &\text{also für den Quotienten } \frac{dp}{ds}\text{: } 0{,}0529 = 1{,}43 \text{ at/m} \\ &\text{oder } 1 = \frac{1{,}43}{0{,}0529} = 27{,}0 \text{ at/m.} \end{aligned}$$

Dies ist der Wert der Einheit, während wir für $dp : ds$ die unbenannte Zahl — 0,228 erhalten haben; diese bedeutet also den Wert

$$\frac{dp}{ds} = -0{,}228 \cdot 27{,}0 = -6{,}15 \text{ at/m.}$$

Alle Zahlen in Formel (9) eingesetzt, ergibt sich die Dampfgeschwindigkeit im Ventil

$$\begin{aligned} w &= \frac{1}{0{,}0105} \cdot \left(0{,}1746 - \frac{0{,}0256}{3{,}64} \cdot 0{,}480 \cdot 6{,}15\right) \cdot 3{,}72 \\ &= \frac{3{,}72}{0{,}0105} \cdot (0{,}1746 - 0{,}0208) \\ &= 61{,}9 - 7{,}4 = 54{,}5 \text{ m/sek.} \end{aligned}$$

Ohne den vorhin als Korrektion bezeichneten zweiten Teil der Formel wird die Dampfgeschwindigkeit also immerhin um 7,4 m zu hoch berechnet: die im Zylinder schon während der Einströmung stattfindende Expansion hat recht merklichen Einfluß auf das Ergebnis.

In Fig. 124 sind nun außer dem Punkt für $1^1/_2$ Zehntel weitere eingetragen, jedesmal sowohl nach der einfacheren als nach der genaueren Rechnung. Die Ergebnisse der ungenauen werden ganz unbrauchbar, sobald das Ventil sich zu schließen beginnt, schon bei $2^1/_2$ Zehntel. Während der Schlußperiode nimmt die Dampfgeschwindigkeit zunächst zu, entsprechend dem zunehmenden Druckunterschied zu beiden Seiten des Ventiles; nachher nimmt sie ab, offenbar weil bei sehr schmalem Ventilspalt Reibungserscheinungen sie vermindern. —

Das Ansteigen des Druckabfalls vor dem Abschluß des Ventiles ist auch die Ursache dafür, daß die im Dampfdiagramm zu messende Füllung stets merklich kleiner ist als die dem Steuerungsdiagramm



Digitized by Google

entnommene, vergleiche die übereinstimmend gezeichneten Marken in den Diagrammen *a* und *b* der Fig. 120 und 121. —

Die Dampfgeschwindigkeit entsteht durch Ausgleich des Druckunterschiedes vor und hinter dem Ventil. Sie ist das Äquivalent für denselben, bei kleinen Druckunterschieden gemäß der Formel

$$w = \sqrt{2g \cdot \frac{p_1 - p'}{\gamma}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (10)$$

Hierin ist $p_1$ der Frischdampfdruck, gemessen für die bestimmte Kolbenstellung aus dem Indikatordiagramm des Dampfraumes, $p'$ ist der Druck im Zylinder; die Drucke sind in kg/m² einzuführen; die Vernachlässigung der Druckverluste in den Kanälen der Steuerung braucht nicht immer geringfügig zu sein. — Sobald der Druckunterschied größer wird, wären die thermodynamischen Vorgänge in Betracht zu ziehen. Man kann die Geschwindigkeit nach Anleitung des § 61 aus dem *is*-Diagramm bestimmen, wird aber merken, daß das nur sehr ungenau geht bei dem üblichen Maßstab dieser Diagramme. Man kann die Geschwindigkeit nach Anleitung des § 61 unter sinngemäßer Benutzung von Fig. 75 bestimmen. Zur Abwechslung soll hier die Berechnung nach der Formel

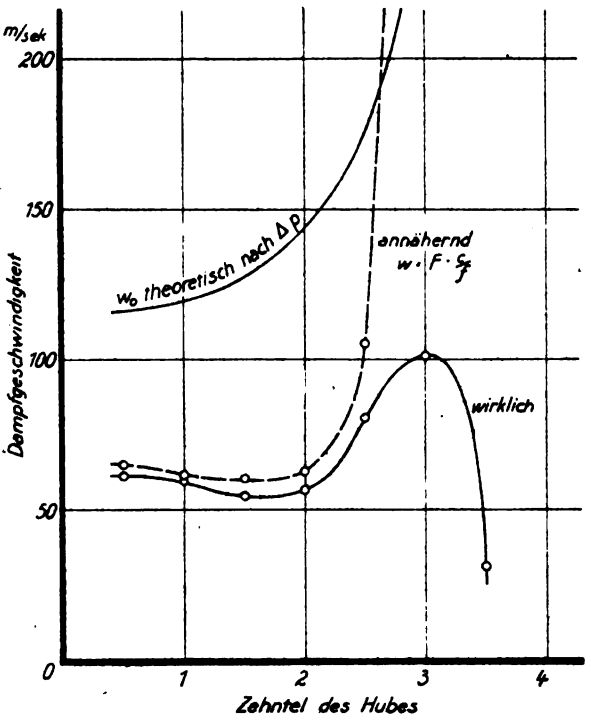



Fig. 124. Dampfgeschwindigkeit und Ausflußzahl bei einer Freifallsteuerung.

$$w = \sqrt{2g \cdot \frac{k}{k-1} \cdot p_1 v_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{p'}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \quad \ldots\ldots \quad (11)$$

erläutert werden, worin $k = 1{,}135$ für Sattdampf gesetzt wird. Da das zweite Glied in der eckigen Klammer von der Eins nur wenig verschieden ist, so genügt der Rechenschieber in der Genauigkeit nicht; man muß vierstellige Logarithmen zu Hilfe nehmen, wie die Hütte sie gibt.

In Formel (10) und (11) pflegt man an den Anfang der rechten Seite,

Digitized by Google

vor die Wurzel, eine Ausflußziffer $\varphi$ zu setzen. Indem wir zunächst einfach nach den Formeln rechnen, und das Ergebnis dann mit der schon berechneten wirklichen Geschwindigkeit vergleichen, können wir $\varphi$ als Quotienten der wirklichen und der theoretischen Geschwindigkeit finden.

Die Rechnung nach Formel (11) wird am gleichen Punkt $1^1/_2$ Zehntel der Fig. 123 erläutert.

Wir haben

| | im Frischdampfdiagramm | im Zylinderdiagramm |
|---|---|---|
| Ordinate . . . | 30,8 mm | 29,0 mm |
| Federmaßstab . | 5,07 mm/at | 5,0 mm/at |
| Überdruck. . . | 6,07 at | 5,80 at |
| abs. Druck . . | 7,10 at = 71000 kg/m² | 6,83 at = 68300 kg/m². |

Also ist $p_1 - p' = 0{,}27$ at $= 2700$ kg/m²; $\dfrac{p'}{p_1} = 0{,}962$.

In Formel (11) ist nun zunächst

$$2g \cdot \frac{k}{k-1} = 164{,}9.$$

Weiter ist, als wenig veränderlich, $pv$ am bequemsten in eins zu interpolieren; es ist (Dampftabellen)

$$\text{für } p = 70\,000 \text{ kg/m}^2 : pv = 19\,510 \text{ m} \cdot \text{kg},$$
$$\text{für } p = 75\,000 \text{ kg/m}^2 : pv = 19\,580 \text{ kg},$$
$$\text{also für } p = 71\,000 \text{ kg/m}^2 : pv = 19\,525 \text{ m} \cdot \text{kg}.$$

Es bleibt $\left(\dfrac{p'}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 0{,}962^{\,0{,}1190}$ zu berechnen.

$\log 0{,}962 = 0{,}9832 - 1$, zu multiplizieren mit 0,1190, abermals logarithmisch:

$$\log 0{,}9832 = 0{,}9927 - 1$$
$$\log 0{,}1190 = 0{,}0755 - 1$$
$$\Sigma = 0{,}0682 - 1; \quad \text{Num log} = 0{,}1170. \quad \text{Also}$$

$0{,}1190 \cdot \log 0{,}962 = 0{,}1170 - 0{,}1190 = 0{,}9980 - 1$; Num log $= 0{,}9954$.

Demnach wird in Formel (11)

$$[\quad] = 1 - 0{,}9954 = 0{,}0046.$$

Insgesamt ist die theoretische Geschwindigkeit entsprechend $\Delta p = p_1 - p'$

$$w_0 = \sqrt{164{,}9 \cdot 19\,525 \cdot 0{,}0046} = 122 \text{ m/sek}.$$

Das Verhältnis aber der wirklich erreichten zur theoretischen Geschwindigkeit wird

$$\varphi = \frac{54{,}5}{122} = 0{,}45,$$

die Ausflußzahl für den Ausströmvorgang.

Das Ergebnis wäre unter Vermeidung der umständlichen Logarithmenrechnung befriedigend genau nach Formel (10) zu erzielen gewesen.



Digitized by Google

Dabei hätte sich ergeben

$$w_0 = \sqrt{2g \cdot \frac{2700}{3{,}64}} = 121 \text{ m/sek.}$$

Selbst in der Gegend recht großen Druckunterschiedes entspricht die einfachere Berechnung nach Formel (10) mehr der Genauigkeit der Unterlagen, da die Abmessung einer so kleinen Druckdifferenz aus zwei verschiedenen Diagrammen immer nur mäßig genau erfolgt, selbst wenn wir die Verschiedenheit des Federmaßstabes beider Diagramme beachteten. Für die verschiedenen Punkte der Diagramme Fig. 123 ergibt sich nämlich:

Tabelle 45. Vergleich der Ergebnisse von Formel (10) und (11).

| | Punkt | ½ | 1 | 1½ | 2 | 2½ | 3 | 3½ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | $p_1$ . . . . . at | 7,32 | 7,30 | 7,10 | 7,02 | 6,96 | 7,14 | 7,22 |
| 2 | $p'$ . . . . . „ | 7,07 | 7,01 | 6,83 | 6,61 | 6,47 | 5,99 | 5,25 |
| 3 | $\Delta p$ . . . . . „ | 0,25 | 0,29 | 0,27 | 0,41 | 0,49 | 1,15 | 1,97 |
| 4 | $w_0$ nach (10) . . . m/sek | 114 | 123 | 121 | 150 | 164 | 248 | 323 |
| 5 | nach (11) . . . „ | 116 | 127 | 122 | 152 | 169 | 259 | 348 |
| 6 | $\varphi$ . . . . . | 0,53 | 0,46 | 0,43 | 0,37 | 0,47 | 0,39 | 0,09 |

Die Kurve $w_0$ der Fig. 124 ist nach beiden Rechnungen als Mittelwert, wegen der Unsicherheit ohne Punkte, gezeichnet. Das Gesamtergebnis ist immerhin recht glaublich.

Um allerdings solches Ergebnis zu erreichen, muß $p$ mit entsprechender Sorgfalt gemessen werden. Kleine Abweichungen im Maßstab der beiden Indikatorenfedern vor und hinter dem Ventil ergeben unverhältnismäßig große Fehler im Werte von $\Delta p$. Man muß die beiden Federn in ganz gleicher Weise eichen; beim Übereinanderlegen der Diagramme, Fig. 123b, bringt man nicht die Atmosphärenlinien zur Deckung, sondern diejenigen beiden Eichlinien, die dem Admissionsdruck am nächsten kommen. Ist im Eichdiagramm zu Fig. 123a die 6-at-Linie um 30,4 mm von der Atmosphärenlinie entfernt, beim anderen Eichdiagramm aber 30,0 mm, so müßten beim Übereinanderlegen der Diagramme (Fig. 123b) die beiden Atmosphärenlinien 0,4 mm voneinander abweichen. — Man kann natürlich auch das Diagramm umzeichnen.

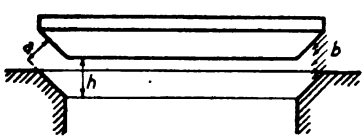


Fig. 125. Messung des freien Ventilquerschnittes.

Eine weitere Unsicherheit bei dieser Berechnung besteht darin, daß man im Zweifel sein kann, welchen Querschnitt man als maßgebend für die Berechnung der Dampfgeschwindigkeit anzusehen hat. Insbesondere bei Ventilen (Fig. 125) bestehen in dieser Hinsicht Zweifel. Nur wenn der Dampf das Ventil zentripetal durchströmt, ist es ohne weiteres richtig, den inneren Durchmesser des Ventilkegels in die Rechnung einzuführen. Wo der Dampf den Ventilspalt von innen nach außen durchströmt, braucht nicht die innere Spaltbegrenzung die Stelle

Digitized by Google

größter Dampfgeschwindigkeit zu sein; denn nach außen hin nimmt mit abnehmendem Druck das Volumen $V$ zu. Die größte Dampfgeschwindigkeit und der für den Ausfluß maßgebende Querschnitt liegt da, wo $V : r$ am größten ist — innen, außen oder dazwischen. — Weiterhin bleibt es bei Ventilen mit konischem Sitz im Zweifel, ob man als Breite des mäßig eröffneten Spaltes den Hub $h$ des Ventiles, Fig. 125, einzuführen hat, oder ob vielmehr der Abstand vom Ventilkegel zum Sitz lotrecht zu den Dichtungsflächen zu messen, also der Abstand $a$ in Rechnung zu setzen ist. Letzteres erscheint in der Nähe des Ventilschlusses richtiger; doch kann man sich auch vorstellen, daß die Dampfteilchen sich so in Ringschichten durch die Öffnung schieben, wie die Pfeile bei *b*, Fig. 125, andeuten, so daß doch der Hub in Rechnung zu setzen wäre. Man wird über diese Schwierigkeit nicht anders hinwegkommen können, als durch folgende Überlegung: Zweck solcher Untersuchung ist es, durch Versuche an einer Maschine Grundlagen zu erhalten für die Vorausberechnung anderer Maschinen mit abweichenden Abmessungen, aber grundsätzlich gleicher Ventilform. Man wird diese Schlüsse mit befriedigender Genauigkeit ziehen können, wenn man bei der Konstruktion den gleichen Rechnungsgang rückwärts macht, den man bei der Versuchsauswertung vorwärts gemacht hatte: Die Frage, ob $a$ oder $h$ maßgebend ist, wird belanglos, sobald man beide Male die gleiche Größe in die Rechnung einführt. Für die Verwendung bei Rückwärtsrechnung ist dann die dimensionslose Ausflußziffer bequem.

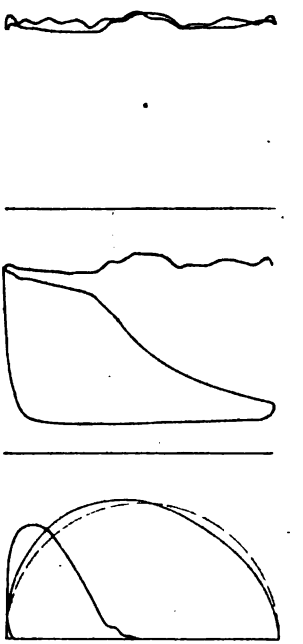


Fig. 126. Zur Ermittlung der Dampfgeschwindigkeit in einer zwangläufigen Ventilsteuerung. 2/5 n. Gr.

In Fig. 126 und 127 ist die gleiche Untersuchung für eine *zwangläufige Ventilsteuerung* durchgeführt, sodann sind in Fig. 128 für eine ebenfalls zwangläufige *Drehschiebersteuerung* nur für den Auslaß das Zylinder- und das Auslaßdiagramm gegeben, um auch für einen Auslaß den Druckverlauf zu zeigen. In den Diagrammen des Frischdampfstutzens (Fig. 123a, 126a) sehen wir den Spannungsabfall während der Einströmung, und erhebliche Massenschwingungen der gestauten Dampfsäule nach erfolgtem Schluß des Ventils; aus der Schwingungszahl ließe sich die schwingende Säule feststellen. Im Diagramm des Abdampfstutzens, Fig. 128a, steigt umgekehrt der Druck während des Auslassens an; in jedem Falle vermindert sich also durch diese Erscheinungen das verfügbare Druckgefälle.

**87. Fehler im Dampfdiagramm; Undichtheiten der Maschine.** Abweichungen der Dampfmaschinen-Indikatordiagramme von den normalen Formen (Fig. 109 bis 113 und andere) können in *Mängeln des Indikators*

Digitized by Google

*selbst* und seines Antriebes begründet sein; hierhin gehören: Anstoßen der Trommel und des Schreibstiftes an seine Hubbegrenzung, Reibungen im Getriebe des Indikators, Klemmen des Schreibzeuges. Zu beachten sind auch die normalen Erscheinungen an Indikatoren, die auf die Diagrammgestalt Einfluß gewinnen: Schnurdehnung wegen Massenwirkung der Trommel, Federschwingungen wegen Massenwirkungen des Schreibgetriebes. Alle diese Erscheinungen sind nicht allein für die Dampfmaschine typisch, sie sind daher beim Indikator (Techn. Mess. § 90 bis 92) besprochen.

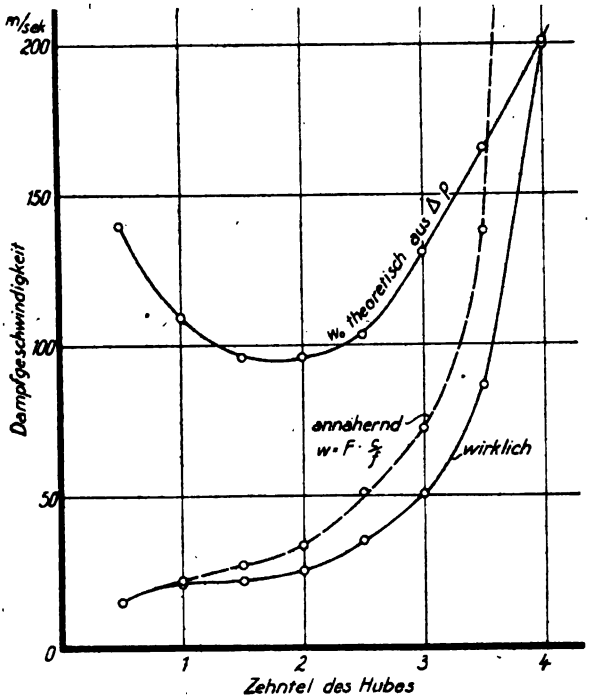



Fig. 127. Dampfgeschwindigkeit und Ausflußzahl bei einer zwangläufigen Ventilsteuerung.

Das Indikatordiagramm läßt die Einsteuerung der Maschine erkennen; *fehlerhafte Einsteuerung* ergibt mehr oder weniger eigenartige Diagramme, wie das in § 80 besprochen ist.

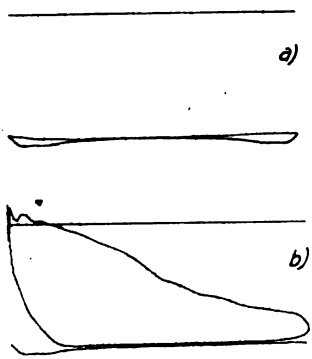



Fig. 128. Druckverlust im Auslaß, Hahnsteuerung.

Es bleiben zu besprechen die eigentlichen Betriebs- und Instandhaltungsfehler der Maschine in ihrem Einfluß auf das Diagramm, namentlich Undichtheiten. Es kann der Kolben oder die Steuerung mangelhaft abdichten. Sollte in seltenen Fällen z. B. der Heizmantel gegen den Zylinder undicht sein, so ergeben sich ähnliche Erscheinungen.

Fig. 129 zeigt den *Einfluß einer Kolbenundichtheit* auf das Diagramm. Dieselbe hat zur Folge, daß dauernd Dampf zwischen beiden Zylinderhälften ausgetauscht wird, und zwar erfährt natürlich die Seite momentan niederen Druckes einen Zuwachs, die andere einen Abgang an Dampfmenge. In Fig. 129 ist nun das normale Diagramm gestrichelt zum Vergleich eingezeichnet. Schon die Ein-

Digitized by Google

laßlinie liegt, wegen des steten Dampfverlustes, etwas unter der normalen; hinter dem Expansionspunkt *a* nimmt der Unterschied zwischen beiden Seiten dauernd zu — jedoch nur bis bei *b* ein Zustand erreicht ist, wo der Druck auf beiden Seiten des Kolbens derselbe ist; wenn beide Maschinenseiten identische Diagramme geben, so ist *d* der zu *b* zugeordnete Punkt der anderen Seite, wenn *b* und *d* gleichweit vom Totpunkt abliegen. Von *b* an kehrt die Strömrichtung in der Undichtheit sich um, das wirkliche Diagramm nähert sich wieder dem normalen fehlerfreien Diagramm; die Expansionslinie kann fast wagerecht werden und unter Umständen sogar ansteigend eine Nase am Diagrammende bilden. — Während des Auspuffes erhält die Zylinderseite dauernd Dampf von der anderen, die Diagrammlinie liegt daher wenig über der normalen; die Kompression steigt zunächst steiler an, aber nur bis in *d* die schon besprochene Umkehrung des Ausgleichsstromes erfolgt; nun aber kennzeichnet sich die Umkehrung an dem kleineren schädlichen Raum viel

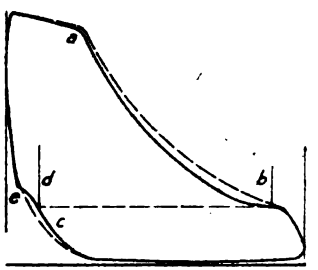



Fig. 129. Diagramm bei undichtem Kolben, verglichen mit normalem.

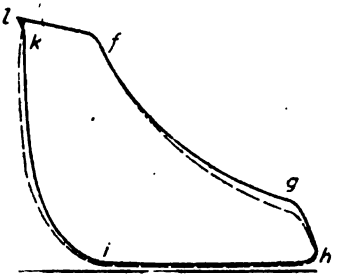



Fig. 130. Diagramm bei undichtem Einlaßorgan, verglichen mit normalem.

deutlicher als an dem großen Zylindervolumen: es bildet sich die Nase *e* aus, das deutliche Kennzeichen für eine Undichtheit zwischen beiden Zylinderseiten.

Demgegenüber beeinflußt ein undichtes Einlaßorgan das Diagramm nach Ausweis von Fig. 130. Während der Einströmung ist die Undichtheit bedeutungslos; die Expansionslinie verläuft, wegen Nachströmens von Dampf, über der normalen und daher flacher; auch die Ausström- und die Kompressionslinie liegen über der normalen, gegenüber hoher Kompression aber ist ein deutliches Kennzeichen darin gegeben, daß kein Bestreben zum Überschreiten der Admissionslinie und daher zur Schleifenbildung besteht; bei *k* hat die Kompressionslinie einen Wendepunkt als deutlichstes Kennzeichen der Undichtheit.

Wenn man im normalen Betrieb kein fehlerfreies Diagramm zum Vergleich hat, so sind die Wendepunkte bei *d* und bei *k* deutliche und auch voneinander unterscheidbare Kennzeichen von Undichtheiten.

Im *Laboratorium verwirklicht* man die Undichtheiten zweckmäßig so, daß man das normale und das falsche Diagramm schnell nacheinander auf ein Blatt schreiben kann; man macht eine künstliche Undichtheit durch einen Hahn verschließbar, benutzt z. B. einfach die Wasserablaßrohre beider Zylinderseiten, wenn sie zusammengehen, als

Digitized by Google

Umführung; und man läßt ein Einlaßventil undicht werden, indem man es irgendwie am festen Abschluß hindert.

Es ist natürlich, daß Undichtheiten ihren Einfluß besonders bei langsamem Maschinengang äußern. Man wird also im Laboratorium die Diagramme bei geringer Drehzahl aufnehmen; andererseits kann man auch im praktischen Betriebe die Wendepunkte *d* und *k* deutlich werden lassen, indem man die Maschine langsam laufen läßt. Fig. 117a, S. 277 zeigte schon ein Diagramm mit undichtem Kolben.

In Fig. 131 ist ein Diagramm gegeben, dessen Schleife links man auf Kolbenundichtheit in Verbindung mit später Eröffnung zurückführen könnte. Die Ursache ist eine ganz andere; es handelt sich um eine *Überschleifung der Indikatorbohrung durch den Kolben* der Maschine. Während die Indikatorbohrung vom Zylinderinneren abgetrennt ist, bleibt in ihr der Druck konstant, oder geht etwas herab, wenn der Indikator nicht ganz dicht ist. — Man haue mit dem Meißel eine Längsrinne von genügender Weite in den Zylinder, die den Indikator frei bleiben läßt.

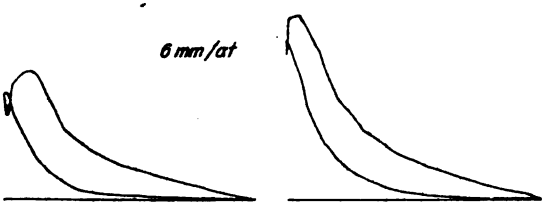



Fig. 131. Überschleifung der Indikatorbohrung. 1/2 nat. Gr.

## d) Verbrennungskraftmaschinen.

**88. Verbrauch und wirtschaftlicher Wirkungsgrad.** Im Verbrauchsversuch wird an der Verbrennungskraftmaschine einerseits die Menge des aufgenommenen Brennstoffes, andererseits die von der Maschine erzeugte Nutzleistung bestimmt. Der Quotient beider ist der Verbrauch.

Es sei also $B$ die Brennstoffmenge — die Gasmenge in $m^3$/st, reduziert auf 0° Temperatur und 760 mm QS Druck, das Gewicht verbrauchten Öles oder Benzins in kg/st gemessen — und es sei $N_b$ die Nutzleistung der Maschine in PS, etwa durch Abbremsen mit dem Zaum oder bei kleinen Maschinen nach der Rückdruckmethode (Techn. Mess. § 78) bestimmt; dann ist der (spezifische) Brennstoffverbrauch

$$\varepsilon = \frac{B}{N_b} \; \frac{m^3 \left(\frac{0}{760}\right)}{PS \cdot st} \text{ bzw. } \frac{kg}{PS \cdot st} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (1)$$

Wir geben übrigens die Leistung, auch die mechanische, meist in kW statt in PS an.

$\varepsilon$ ist insofern ein Maß für die Wirtschaftlichkeit des Betriebes, als ja der Preis des Brennstoffes für das Kubikmeter bzw. für das Kilogramm bezahlt zu werden pflegt. Aber ein Vergleich verschiedener mit verschiedenen Brennstoffen betriebenen Maschinen ist wissenschaftlich und praktisch nicht möglich, wenn dabei verschiedene Brennstoffe verwendet werden, wenn insbesondere der (untere, Techn. Mess. § 110) Heizwert $\mathfrak{H}_u$ verschieden ist. Man bezieht dann die Angabe auf einen

Digitized by Google

Brennstoff bestimmten Heizwertes; für Leuchtgas wird der Heizwert von 5000 kcal/m³ $\left(\frac{0}{760}\right)$ oft als normal angesehen, oft auch geradezu vertraglich festgelegt; für Treiböle nimmt man meist 10 000 kcal/kg als normalen Heizwert an. Hiernach läßt sich der reduzierte Brennstoffverbrauch berechnen zu

$$\varepsilon_0 = \frac{B}{N_b} \cdot \frac{5000}{\mathfrak{H}_u} \frac{\mathrm{m^3}\left(\frac{0}{760}\right)}{\mathrm{kW \cdot st}} \text{ bzw. } \varepsilon_0 = \frac{B}{N_b} \cdot \frac{10000}{\mathfrak{H}_u} \frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{kW \cdot st}} \quad . \quad . \quad (2)$$

Die Anwendung der Formeln setzt voraus, daß der Verbrauch dem Heizwert umgekehrt proportional ist, daß also die verbrauchte Wärmemenge gleich bleibt; das trifft für gleichartige Brennstoffe ähnlicher Qualität befriedigend zu, etwa für zwei Sorten Leichtbenzin oder für zwei Sorten Teeröl. Verschiedene Brennstoffarten neigen oft in so verschiedenem Maße zum Rußen und zeigen auch sonst so verschiedene Verbrennungsverhältnisse (z. B. Benzol oder Benzin), daß die Umrechnung nach dem Heizwert ihren Wert verliert. — Wenn zwei verschiedene Brennstoffe — Treiböl und Zündöl — verwendet werden, so ist außer der Umrechnung nach dem Heizwert eine besondere Umrechnung nach dem Preis in Gebrauch, über die in § 109 berichtet wird.

Außer im Verkehr mit einem Laienpublikum ist der Umrechnung des Verbrauches auf einen normalen Brennstoff stets die Verwendung des *wirtschaftlichen Wirkungsgrades* als klarer vorzuziehen. Der wirtschaftliche Wirkungsgrad ist der Quotient aus dem Wärmeäquivalent der geleisteten Arbeit und aus dem Wärmewert des eingeführten Brennstoffes. Der Leistung $N_b$ kW entspricht das Wärmeäquivalent 859 $N_b$ kcal/st, der Brennstoff kann andererseits die Wärmemenge $\mathfrak{H}_u \cdot B$ kcal/st entwickeln. So wird der wirtschaftliche Wirkungsgrad

$$\eta_w = \frac{859 \cdot N_b}{\mathfrak{H}_u \cdot B} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

ein Maß für die Wirtschaftlichkeit, das den Heizwert ebenso beachtet wie Formel (2).

Überall in den Formeln kann, bei einer direkt gekuppelten oder auch mit Riemenübertragung arbeitenden Kraftdynamo, $N_{el}$ an die Stelle von $N_b$ treten, wenn man den *Maschinensatz als Ganzes betrachtet*; man erhält z. B.

$$\eta_w = \frac{859 \cdot N_{el}}{\mathfrak{H}_u \cdot B} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

als wirtschaftlichen Wirkungsgrad einer Gasdynamo; oder es kann die Nutzleistung $N_e$ in gehobenem Wasser bei einer Gaskraft-Pumpmaschine eingeführt werden.

Der Unterschied $\mathfrak{H}_u \cdot B - 859 \cdot N_b$ gibt die Verluste bei der Umsetzung. Durch Bestimmung der indizierten Leistung $N_i$ unterteilt man die Verluste in zwei Teile. Der eine

$$V_{th} = \mathfrak{H}_u \cdot B - 859 \cdot N_i \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Digitized by Google

ist nicht zur Umsetzung in mechanische Arbeit gekommen; ihm entspricht der *thermische Wirkungsgrad* als Maß für die Umsetzung, die die Maschine der im Brennstoff steckenden Energie zuteil werden läßt:

$$\eta_{th} = \frac{859 \cdot N_i}{\mathfrak{H}_u \cdot B} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (6)$$

Der andere Teil stellt die mechanischen Verluste dar, die nach erfolgter Umsetzung entstehen durch Reibung des Kolbens im Zylinder, durch Lagerreibung, Luftwirbelung des Schwungrades und ähnliches. Diese werden als

$$V_m = N_i - N_b \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (7)$$

gemessen; ihnen entspricht ein *mechanischer Wirkungsgrad*

$$\eta_m = \frac{N_b}{N_i} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

Der Verlust Formel (5) ist in kcal/st, der Verlust Formel (7) aber in kW gegeben.

Wieweit die Trennung der beiden Verlustarten eine scharfe ist, wird in § 94 an Fig. 138 besprochen. Für den Abnehmer ist nicht nur der wirtschaftliche Wirkungsgrad von Interesse, sondern auch der mechanische, weil es nämlich von diesem abhängt, wie stark sich die Wirtschaftlichkeit der Maschine mit der Belastung verändert.

**89. Beispiel eines Verbrauchsversuches an einer Gasdynamo.** Die Belastung der Gasmaschine erfolgte durch eine Dynamomaschine. Man mißt dann als Nutzleistung $N_{el}$ des aus Gasmaschine und Dynamo bestehenden Maschinensatzes die von der Dynamo in elektrischer Form hergegebene Energie. Bei Gleichstrom wird diese gemessen durch Ablesen des Amperemeters, das die von der Maschine gelieferte Stromstärke $J$ anzeigt, und des Voltmeters, das die Spannung $E$ gibt, bei der die Stromentnahme stattfindet. Es ist

$$N_{el} = \tfrac{1}{1000} \cdot E \cdot J \text{ kW} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

Bei Wechselstrom wird direkt die Leistung mittels Wattmeters beobachtet. Bei Drehstrom geschieht das ebenso, doch ist die Ablesung mit $\sqrt{3}$ zu vervielfachen, wenn die Messung bei gleich belasteten Phasen mit nur einem Wattmeter erfolgt; oder bei der Zweiwattmeterschaltung (Arons-Schaltung) sind die Angaben der beiden Wattmeter (evtl. algebraisch) zueinander zu zählen. Im folgenden soll auf Gleichstrom gerechnet werden, den man wegen der größeren Einfachheit und Genauigkeit der Messung immer bevorzugen wird. Über die Schaltung im einzelnen und über die Einregelung der Belastung vgl. § 91.

Die Maschine muß, richtig belastet, so lange laufen, bis sie in den *Beharrungszustand* bezüglich der Wärmeverteilung kommt; als Kennzeichen dafür dient die Ablauftemperatur des Kühlwassers, die nach gewisser Zeit zu steigen aufhört; man kann ein Steigen noch nach 1 st konstatieren, aber zuletzt erfolgt es sehr langsam, und je nach der Wichtigkeit der Versuche wird man schon nach $^1/_2$ oder $^1/_4$ st mit der Ablesung beginnen können.

Digitized by Google

In Tabelle 46 ist das Protokoll eines Versuches nebst der Aufrechnung gegeben.

Wenn man eine verlangte Belastung hergestellt hat, so erfolgt die Messung der Gasaufnahme $G$ durch Ablesung der Gasuhr in Abständen von 3 bis 5 min (bei Tab. 46: 4 min), die Ablesung der elektrischen Leistung erfolgt in gleich langer Periode; man versetzt zweckmäßig beide Ablesungen gegeneinander um die halbe Periode, da die Leistung (Momentanablesung) dem Mittelwert des Gasverbrauches der betreffenden Periode entsprechen soll. Die Nachregelung der Belastung erfolgt dann um das Ende einer Periode. Die Drehzahl der Gas- und der Dynamomaschine braucht nicht abgelesen zu werden, da sie zur Messung der elektrischen Leistung nicht benutzt wird. Der Ordnung halber ist die Umlaufzahl auch in solchen Fällen stets abzulesen, als die für die gleichmäßige Wirksamkeit der Maschine markanteste Größe.

Die Ablesungen sind, um von einem Beobachter gemacht werden zu können, planmäßig gegeneinander versetzt, so wie die erste Zeile Tab. 46 angibt: Die Gasuhr wurde 9 h 26 min 0 sek, der Stand des Drehzählers der Dynamo 9 h 26 min 30 sek abgelesen und so fort. Bei allen späteren Ablesungen wurden immer alsbald die Differenzen gebildet, zur Kontrolle der Gleichmäßigkeit des Ganges und der Genauigkeit der Ablesung. Die Differenzen in den Drehzahlen und im Stand der Gasuhr stimmen so gut, daß man die Versuchsdauer von nur 12 min für befriedigend erachten darf. Die Spalten mit der Überschrift: /4 min sind unbenutzt; sie dienen in dem Fall, wenn man eine Ablesung an integrierendem Instrument, wo es auf die Sekunde ankommt, versäumt haben sollte und nun eine bestimmte Anzahl Sekunden später abliest (vgl. Tab. 5, Spalte 10), so daß die beiden jederseits der Ablesung liegenden Perioden länger bzw. kürzer ausfallen, zur Eintragung der Umrechnung; denn die Nachprüfung der Gleichmäßigkeit der Differenzen ist die Grundlage jeder genauen Versuchsausführung. In der Spalte: „Stand des Dynamo-Drehzählers" wurde die letzte Zahl unbedenklich geändert: die Differenz war fast genau um 100 zu klein (4365 statt 4460); ändert man sie, so geht die Hunderterzahl im Stand gerade von 0 auf 9, die Tausender von 3 auf 4, und dieser Übergang fand in Wahrheit nur 20 Umdrehungen vor der Ablesung statt; erfahrungsgemäß versieht man sich in solchem Fall sehr leicht um eine Stelle höherer Ordnung, indem man nicht sicher ist, ob sie schon gesprungen ist oder ob nicht; es kann in so klar liegenden Fällen unbedenklich angenommen werden, daß der Stand des Zählwerkes 03980 war und nicht 04080, wie abgelesen.

Die Gasaufnahme ist auf Normalzustand zu reduzieren. Dazu war (Techn. Mess. § 68) die Temperatur des Gases bei der Messung, also hinter der Gasuhr festzustellen, sie war 16° C; ferner der Überdruck vor der Gasuhr mit 4,4 mm QS, der zum Barometerstand von 764 mm QS gezählt den absoluten Druck des Gases zu 768 mm gibt. Die Reduktion selbst (Techn. Mess. § 44) ist im Fuß der Tabelle gegeben, ebenso die Berechnung des Verbrauches, 0,858 $m^3 \left(\frac{0}{760}\right)$/kW · st.

Digitized by Google

Tabelle 46. Verbrauchsversuch an einer

Versuch 6 am 15. Dezember 1911.

| Ablesung | + 1½ min | | | + ½ min | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | Drehzähler | | | | | |
| Zeit | Gasmaschine | | | Dynamo | | |
| | Stand | Diff. | /4 min | Stand | Diff. | /4 min |
| | — | — | — | — | — | — |
| 9·26 | 0586 | | | 17 360 | | |
| | | 741 | — | | 4460 | — |
| 9·30 | 9845 | | | 12 900 | | |
| | | 747 | — | | 4455 | — |
| 9·34 | 9098 | | | 08 445 | | |
| | | 746 | — | | ~~4365~~ | — |
| 9·38 | 8352 | | | ~~04 080~~ | *4465* | |
| | | | | *03 980* | | |
| *12 min* | *2234 : 12 = 186,2/min* | | | *13 380 : 12 = 1115,0/min* | | |

Die Aufzeichnungen während des Versuches sind in Tab. 46 in Antiqua, die spätere Auswertung ist kursiv gegeben, vgl. Tab. 5, 17 und 26.

Der wirtschaftliche Wirkungsgrad $\eta_w$ ist durch den Quotienten aus der elektrischen Leistung 14,9 kW und der in die Maschine eingeführten Leistung $\mathfrak{H}_u \cdot G_0 = 4850 \cdot 12{,}79 = 62\,000$ kcal/st gegeben; 4850 kcal ist der untere Heizwert $\mathfrak{H}_u$ eines Kubikmeters Gas. Behufs Division sind beide Werte auf gleiche Einheit zu bringen: 14,9 kW · 859 = 12 800 kcal/st. Nun ist $\eta_w = 12\,800 : 62\,000 = 0{,}206$ oder 20,6%.

Im Zylinder der Gasmaschine findet in merklichem Maße eine *Verbrennung des zur Kolbenschmierung eingeführten Schmieröles* statt. Diese an sich normale Erscheinung kann künstlich gesteigert werden durch Steigerung der zugeführten Ölmenge; das ist daher ein bei Abnahmeversuchen zur Erzielung guter Wirkungsgrade gern angewendetes Mittel, das aber sehr unwirtschaftlich ist, da der Preis der Wärmeeinheit in Gestalt von Schmieröl ein sehr hoher ist. Außerdem können die sich aus dem Schmieröl bildenden Krusten mit der Zeit zu Betriebsschwierigkeiten — Vorzündungen durch glühende Krusten — führen. Die Einführung besonders großer Schmierölmengen ist also auch bei Abnahmeversuchen zu vermeiden; die Menge verbrauchten Schmieröles im ganzen und im besonderen des für die Zylinder verbrauchten festzustellen sollte bei wichtigen Versuchen nicht versäumt werden, und am besten sollte die Angabe eines bestimmten Schmierölverbrauches im beiderseitigen Interesse in die Gewährleistung aufgenommen werden.

Die Wirkung reichlicher Schmierung ist eine doppelte. Neben der Verbrennung im Zylinder wirkt im Zylinder wie im Getriebe reichliche Schmierung nach Maßgabe des Beispiels in § 12 auf Verringerung der

Digitized by Google

## Gasdynamo mit Riemenübertragung.

**Bar. St. 764 mm QS.**

| + 2 min | | | + 0 min | | | | | + 1 min | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Elektr. Leistung | | | Gasuhr | | | | | Kühlwasser-temperatur | |
| Strom | Spannung | Leistung | Stand | Diff. | /4 min | Temp. | Druck | Zulauf | Ablauf |
| A | V | kW | m³ | m³ | m³ | ° C | mmWS | ° C | ° C |
| | | | 4,160 | | | 16 | 59 | 7,8 | 42,0 |
| 67,8 | 219 | 14,85 | | 0,890 | — | | | | |
| | | | 5,050 | | | | | 7,8 | 42,0 |
| 67,8 | 221 | 15,0 | | 0,890 | — | | | | |
| | | | 5,940 | | | | | 8,1 | 42,0 |
| 67,6 | 219 | 14,8 | | 0,900 | — | | | | |
| | | | 6,840 | | | | | 8,0 | 42,2 |
| *14,9 kW* | | | *2,680 × 60/12 = 13,40 m³/st* | | | *: 13,5 = 4,4 mm QS* | | | |

*reduziert*

$$13{,}40 \cdot \frac{273}{289} \cdot \frac{764 + 4{,}4}{760} = 12{,}79 \ m^3/st.$$

$$Verbrauch\ 12{,}79 : 14{,}9 = 0{,}858 \ \frac{m^3\left(\frac{0}{760}\right)}{kW \cdot st}$$

Getriebeverluste. Letztere Erscheinung führt zur Verbesserung des mechanischen Wirkungsgrades, die Ölverbrennung wirkt auf eine (nur scheinbare) Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades.

**90. Gasdynamo bei veränderlicher Belastung.** Wenn man den aus Gasmaschine und Dynamo bestehenden Maschinensatz veränderlich belastet, so kann man bei jeder Belastung durch einen Versuch wie den eben beschriebenen den Verbrauch feststellen und erhält durch Zusammenstellung der Ergebnisse eine Tabelle 47 und Fig. 132.

Die Herstellung der gewünschten Belastung geschieht jeweils durch Parallelschalten von mehr oder weniger Widerständen, z. B. Lampen. Da mit steigender Belastung die Drehzahl der Gasmaschine etwas nachläßt, so sinkt die elektromotorische Kraft der Dynamo — um so mehr, da auch der Riemen beim Steigern der Belastung in steigendem Maße schlüpft; und noch etwas mehr sinkt die Klemmenspannung $E_p$, die wir messen, weil der Spannungsverlust im Anker mit der Stromstärke wächst. Aus allen diesen Gründen muß die Stärke $i$ des Erregerstroms gesteigert werden, soll die Klemmenspannung stets auf 220 Volt gehalten werden — ganz wie bei andersartigen Kraftmaschinen.

Als Grenzwert ist der *Leerlauf des Maschinensatzes*, $N_{el} = 0$, in die Reihe aufgenommen. Sollen die Leerlaufwerte einer Versuchsreihe den übrigen Werten richtig zugeordnet sein und die Versuchspunkte in Reihe mit den übrigen fallen, so muß der Leerlauf in einer Weise er-

Digitized by Google

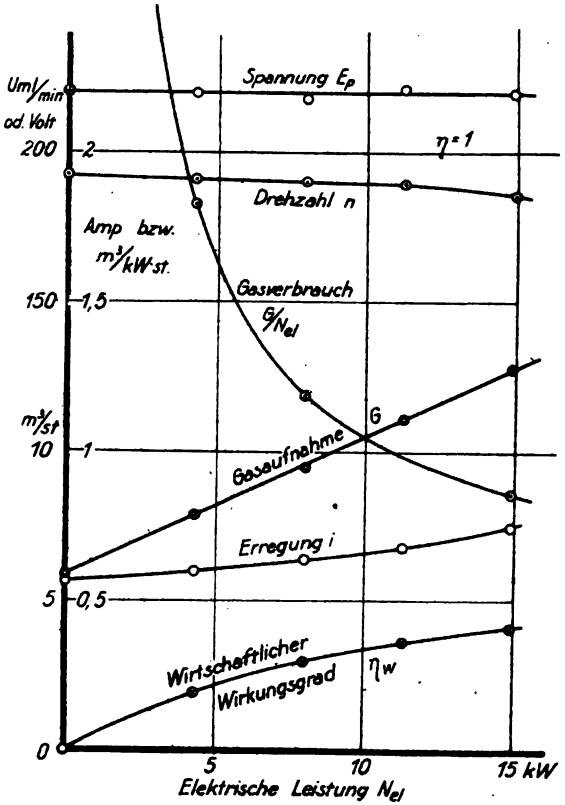



Fig. 132. Gasdynamo bei verschiedener Belastung.

reicht werden, die den sonst beim Einstellen der Versuche vorgenommenen Veränderungen durchaus entspricht. Im besonderen Fall heißt das, die Dynamomaschine müsse auch im Leerlauf auf volle Spannung gebracht, also erregt sein. Die übrigen Versuche der Reihe Tabelle 47 sind bei verschiedener entnommener Stromstärke, aber unveränderter Spannung von rund 220 Volt gemacht; also muß auch der Leerlaufspunkt durch die Werte $J = 0$, $E = 220$, $N_{el} = 0$ gekennzeichnet sein, nicht aber etwa durch die Werte $J = 0$, $E = 0$, durch die allerdings auch $N_{el} = 0$ gegeben wäre; beim Fortfallen der Erregung würden sich die Eigenverluste der Dynamomaschine so erheblich ändern, daß ein solcher Leerlaufspunkt „höherer Ordnung" aus der Reihe fiele.

Tabelle 47. Gasdynamo bei veränderlicher Belastung.

| | Versuch Nr. | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Elektrische Spannung $E$ . . . . . V | 220 | 221 | 218 | 220 | 221 |
| 2 | „ Stromstärke $J$ . . . . . A | 67,7 | 51,2 | 36,6 | 19,4 | 0 |
| 3 | „ Leistung $N_{el} = \frac{1}{1000} \cdot E \cdot J$ . kW | 14,90 | 11,32 | 7,97 | 4,26 | 0 |
| 4 | „ Erregung $i$ . . . . . A | 0,75 | 0,68 | 0,64 | 0,60 | 0,57 |
| 5 | Drehzahl der Gasmaschine $n$ . . . . /min | 186,2 | 189,8 | 190,3 | 191,1 | 192,6 |
| 6 | „ „ Dynamo $n_D$ . . . . . „ | 1115 | 1138 | 1144 | 1147 | 1158 |
| 7 | Verhältnis $n_D : n$ . . . . . — | 5,988 | 5,996 | 6,010 | 6,004 | 6,012 |
| 8 | Gasaufnahme reduziert $G_0$ . . . . $m^3 \left(\frac{0}{760}\right)$/st | 12,79 | 11,07 | 9,52 | 7,85 | 5,89 |
| 9 | Gasverbrauch $G_0 : N_{el}$ . . . . $m^3 \left(\frac{0}{760}\right)$/kW·st | 0,858 | 0,977 | 1,194 | 1,832 | $\infty$ |
| 10 | Wirtschaftl. Wirkungsgrad $\eta_w = \frac{859 \cdot N_{el}}{4850 \cdot G_0}$ — | 0,206 | 0,181 | 0,148 | 0,097 | 0 |

Digitized by Google

Die Gasaufnahme $G_0$ hat schon bei Leerlauf einen beträchtlichen Wert, etwa 46% deren bei Höchstlast; sie steigt etwa linear mit der Belastung der Maschine. Der Gasverbrauch wird bei steigender Belastung immer günstiger. Die Kurve hat hyperbelähnlichen Verlauf und nähert sich asymptotisch der senkrechten Achse: bei Leerlauf kann die Maschine beliebig lange laufen und beliebig viel Gas verbrauchen, ohne doch nur eine Pferdestärke zu leisten. Die Drehzahl der Maschine ging mit wachsender Belastung wenig, aber dauernd herab; diese Erscheinung ist bei allen Maschinen zu finden, die der Einwirkung ihres Reglers überlassen bleiben, so daß dieser ihnen jeweils seine eigne Umlaufzahl aufzwingt. Vgl. hierüber Kap. V. Die Drehzahl läßt in diesem Fall um 6,4 Umläufe = 3,3% der Leerlaufdrehzahl nach, wenn die Maschine von Leerlauf bis Vollast belastet wird.

Mit abnehmender Belastung der Dynamo steigt das Übersetzungsverhältnis des Riementriebes von 5,988 auf 6,012, um 0,4%, infolge wechselnden *Riemenschlupfes*.

**91. Laboratoriumsschaltung für Gasdynamountersuchungen.** Um die Dynamomaschine mit beliebiger Stromstärke belasten zu können, läßt man sie auf einen Belastungswiderstand arbeiten. Als solche kommen Wasser- oder Drahtwiderstände in Frage (Techn. Mess. § 80). Indem man durch Schalter einen Widerstand zu dem schon vorhandenen parallel schaltet, verringert man den äußeren Widerstand $W$, vergrößert man die äußere Leitfähigkeit $\frac{1}{W}$ des Stromkreises und erhöht dadurch, bei konstant gehaltener Spannung, die Stromstärke $J = E \cdot \frac{1}{W}$. Die äußere Leitfähigkeit ist ein gutes Maß für die Belastung, da ihr die Leistung $N_{el} = E \cdot J = E^2 \cdot \frac{1}{W}$ direkt proportional ist, und da sie diejenige Größe ist, die im praktischen Betriebe — durch Parallelschalten von Lampen, Motoren usw. — einen bestimmten, durch äußere Bedingungen vorgeschriebenen Wert hat. Für Laboratoriumszwecke besteht der Widerstand zweckmäßig aus einer Reihe von Widerständen gleicher Größe, dazu einem feinstufig regulierenden Schiebewiderstand, der das Einstellen von Zwischenstufen ermöglicht.

Statt die elektrische Energie in einem Widerstand nutzlos zu vernichten, kann man sie in ein Netz speisen, dessen Spannung durch andere, auf das gleiche Netz arbeitende Maschinen oder durch eine Sammelbatterie konstant gehalten wird. Zur Einstellung der Leistung dient in diesem Falle der Feldregler der Dynamo, man verändert durch ihn die überschüssige elektromotorische Kraft der Dynamo über die Netzspannung $E$ hinaus. Da die Stromstärke von der Differenz $E_0 - E$ der EMK gegen die Netzspannung abhängt, so ändert sie sich stark mit kleinen Änderungen von $E_0$ oder $E$. Nur ein sehr feinstufiger Feldregler ergibt also gute Einstellung einer gewollten Belastung, und kleine Schwankungen der Netzspannung sind für Versuche sehr störend. Das Arbeiten auf einen Widerstand ist also bequemer und genauer, aber wegen der Energievergeudung teurer.

Digitized by Google

Bei Verbrennungskraftmaschinen insbesondere benutzt man einen Anschluß ans Netz zum Anlassen der Maschine. Um dem dreifachen Bedürfnis: Anlassen, Arbeiten auf das Netz oder auf den Widerstand, gerecht zu werden, schaltet man nach Fig. 133.

Der eine Pol (z. B. der positive) der Maschine kann durch Umlegen des Umschalters I mit dem Netz oder mit dem Widerstand verbunden werden. Der andere ist ebenfalls mit beiden zu verbinden durch Schließen des Minimalschalters bzw. des Schalters II. Um beim Anlassen der Maschine die Stromstärke zu begrenzen, ist der Anlasser in die eine Zuleitung gelegt; dieselbe wird durch den Anlasser unterbrochen, wenn er links steht, steht er rechts, so ist der Anlasser kurz geschlossen und gestattet dauernden Durchgang der vollen Stromstärke. Die Erregung der Dynamomaschine wird durch Bedienen des Feldreglers verändert, der in eine Zuleitung derselben gesetzt ist; in der anderen

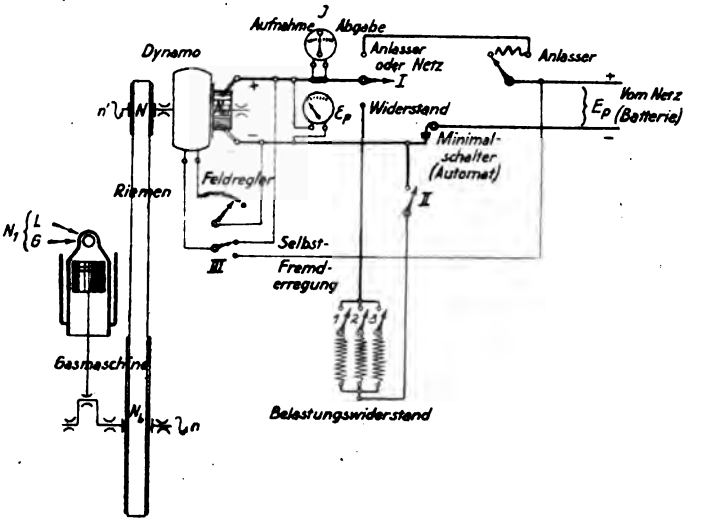



Fig. 133. Schaltungsschema für elektrische Belastung einer Gasdynamo mit Selbst- oder Fremderregung, und zum Anlassen.

Zuleitung ist der Umschalter III, der entweder zur Dynamo oder zum Netz führt und daher Selbst- oder Fremderregung für sie ergibt, die allerdings beide identisch werden, sobald der Umschalter I nach oben gelegt und der Anlasser kurz geschlossen ist. Zum Messen der Energie ist das Voltmeter $E$ so angeschlossen, daß es die Klemmenspannung der Dynamomaschine angibt, und das Amperemeter $J$ so, daß es die Nutzstromstärke der Maschine mißt, die um die Feldstromstärke $i$ kleiner ist als der Ankerstrom $J_a$. Ein zweites Amperemeter $i$ für den Feldstrom kann dadurch umgangen werden, daß man für jede Kontaktstellung des Feldreglers die Stromaufnahme und daher den Widerstand des ganzen Feldes einschließlich Regler vorgängig bestimmt.

Die Bedienung ist folgende: Zum Anlassen der Gasmaschine durch die als Motor arbeitende Dynamo wird Umschalter I nach oben gelegt,

Digitized by Google

der Minimalschalter eingeschaltet und am besten in dieser Stellung irgendwie befestigt. Die Erregung muß beim Anlassen voll eingeschaltet sein, dazu wird Schalter III auf Fremderregung gestellt und der Feldregler kurz geschlossen (meist Linksdrehung bis zum Anschlag). Wenn man nun den Anlaßwiderstand, wie bei jedem Elektromotor üblich, allmählich ausschaltet, immer das Amperemeter beobachtend, so beginnt der Maschinensatz zu laufen. Man gibt Gas und wartet die Zündung ab. — Indem nun unter dem Einfluß des Gasmotors der Maschinensatz auf Drehzahl kommt, sinkt, wenn man den Anlasser nicht weiter betätigt, die Stromaufnahme des Motors, die von dem Unterschied der Spannungen der Dynamo und des Netzes abhängt. Kurz bevor beide Spannungen einander gleich sind und die Stromaufnahme in Stromabgabe übergehen will, fällt der Minimalschalter heraus, dessen Feststellung man rechtzeitig gelöst hatte. Der Maschinensatz läuft nun im Leerlauf, man muß alsbald durch Bedienen des Feldreglers verhüten, daß die Spannung zu hoch steigt, oder man schaltet den Feldregler ganz aus, um dann den Schalter III auf Selbsterregung zu stellen.

Will man nun auf das Netz Strom abgeben, so bleibt Umschalter I oben, der Anlasser wird kurzgeschlossen (rechts). Mittels des Feldreglers läßt man die Dynamo sich selbst erregen, bis man in bekannter Weise etwas Überspannung über die Netzspannung hat, und dann wird der Minimalschalter eingelegt, aber nicht festgestellt. Mittels des Feldreglers kann nun jede Stromabgabe eingestellt werden.

Will man dagegen auf den Belastungswiderstand arbeiten, so schaltet man am besten zunächst den Anlasser aus, legt Umschalter I nach unten und Schalter II ein. Man erregt nun mit dem Feldregler und kann durch Einschalten von Widerständen die Belastung herstellen.

Die Verwendung des Belastungswiderstandes hat vor dem Arbeiten in ein Netz noch den Vorzug, daß man mit beliebiger Spannung arbeiten kann; das ist z. B. bei anormaler Drehzahl der Dynamo nötig, wenn der Feldregler nicht reicht (nicht genau passende Riemenscheiben bei Prüffeldversuchen, Versuche mit stark wechselnder Umlaufzahl). Wichtig ist aber für ebendiesen Fall die Möglichkeit, vom Netz her mittels Umschalter III fremd zu erregen, da die Erregung jedenfalls den normalen Wert haben muß. Auch ist beim Arbeiten auf den Widerstand die Spannungsregelung durch Fremderregung feinfühliger.

Man kann auf das Netz arbeitend nur bis zu der augenblicklichen Netzbelastung kommen, bis also die anderen auf das Netz geschalteten Stromquellen leerlaufen. Um größere Belastungen nicht ganz in den Belastungswiderstand gehen lassen zu müssen, ist es erwünscht, das Netz und den Belastungswiderstand parallel schalten zu können. Dazu kann man einen Umgehungsschalter (für volle Stromstärke) um Umschalter I herum anordnen, oder man kann Umschalter I durch zwei Einzelschalter für Anlassen und Widerstand ersetzen.

Für Dampfmaschinen sowie für Verbrennungskraftmaschinen mit Druckluftanlassung kann man den Anlasser fortlassen; die Fremderregung ist dann weniger wichtig. Alles übrige bleibt unverändert.



Digitized by Google

Es ist an sich gleichgültig, ob eine Maschine gegen einen Widerstand, oder ob sie gegen ein Netz läuft, in dem eine Batterie oder parallel geschaltete Maschinen genügender Größe die Spannung zwangsweise konstant halten; es ist ebenso gleichgültig, ob die Dynamo durch Selbsterregung oder durch Fremderregung betrieben wird (die übrigens beim Arbeiten gegen die Netzspannung identisch sind). Die verschiedenen Belastungsarten bringen keine Verschiedenheiten für den Betrieb im Beharrungszustand. Für Regelvorgänge bei Belastungsschwankungen oder -änderungen hingegen ist die Art der Belastung nicht gleichgültig (§ 154), und die Möglichkeit, jede zu wählen, ergibt dann eine gewisse experimentelle Vielseitigkeit.

**92. Bremsung einer Gasmaschine.** Statt durch eine Dynamo kann die Gasmaschine mit einer Bremse, etwa durch einen Pronyschen Zaum, belastet werden.

Nachdem der Bremsarm mit den Gewichten der gewünschten Maschinenbelastung entsprechend beschwert ist, wird die Maschinenbelastung hergestellt, indem die Bremsbacken so lange angezogen werden, bis die Bremse ins Gleichgewicht kommt; die Bremse wird dann dauernd beobachtet und so nachgeregelt, daß sie sich zwischen ihren Hubbegrenzungen frei bewegt. Über Konstruktion, Schmierung und Kühlung der Bremse ist in Techn. Mess. § 76 das Nötige gesagt; wird die Bremse auf das Schwungrad aufgesetzt, so ist wegen der auftretenden ungleichmäßigen Erwärmung des Rades Vorsicht am Platze (Explosionsgefahr!), außer bei sehr kurzen Versuchen.

Eine Versuchsreihe mit fallender Belastung gibt Tabelle 48. Vor dem Versuchsbeginn war die Tara der Bremse zu + 9,6 kg bestimmt

Tabelle 48. Bremsung einer Gasmaschine.

Hebelarm der Bremse 1,00 m, Tara der Bremse + 9,6 kg.

| | Versuch Nr. | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Gewicht an der Bremse $P$ . . . . . kg | 75 | 55 | 35 | 15 | — |
| 2 | Drehmoment für die Gasmaschine $M = (P + 9{,}6) \cdot 1{,}00$ . . . . . mkg | 84,6 | 64,6 | 44,6 | 24,6 | 0 |
| 3 | Drehzahl $n$ . . . . . /min | 188,3 | 190,2 | 190,5 | 191,4 | 193.5 |
| 4 | Nutzleistung d. Gasmaschine $N_b = \frac{M \cdot n}{973}$ kW | 16,38 | 12,63 | 8,74 | 4,84 | 0 |
| 5 | Gasaufnahme reduziert $G_0$ . . . . . m³/st | 12,51 | 11,12 | 9,61 | 7,88 | 5.70 |
| 6 | Gasverbrauch $G_0/N_b$ . . . . . m³/kW · st | 0,764 | 0,880 | 1,100 | 1,628 | ∞ |
| 7 | Wirtschaftl. Wirkungsgrad $\eta_m = \frac{859 \cdot N_b}{4850 \cdot G_0}$ — | 0,232 | 0,201 | 0,161 | 0,109 | 0 |

worden. Wenn also bei Versuch 1 75 kg an der Bremse hingen, so ist die von der Bremse zu tragende Last 75 + 9,6 = 84,6 kg, und bei gerade 1 m Arm der Bremse entspricht das zugleich einem bremsenden Moment $M$ = 84,6 mkg.

Beim Leerlaufversuch, $M = 0$, wird die Bremse ganz abgenommen,

Digitized by Google

mindestens so abgestützt, daß auch ihr Eigengewicht der Maschine nicht zur Last fällt.

Protokollführung und Auswertung sind wie bei der Belastung mit Dynamo. Fig. 134 stellt die Ergebnisse dar.

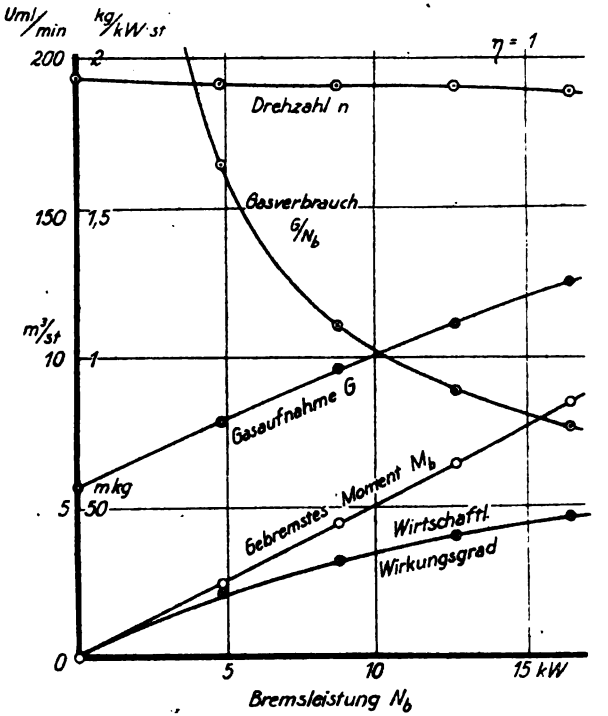



Fig. 134. Gasmaschine mit wechselnder Belastung abgebremst.

**93. Indizierte Leistung, thermischer Wirkungsgrad.** Mittels des Indikators wird (Techn. Mess. § 84) diejenige Leistung ermittelt, die das arbeitende Mittel — die Verbrennungsgase — auf den Kolben der Kraftmaschine überträgt. Als indizierte Leistung $N_i$ einer Verbrennungskraftmaschine gilt die indizierte Leistung der Arbeitshübe, vermindert um die indizierte Leistung der Hilfshübe, die zum Einsaugen des brennbaren Gemisches und zum Ausstoßen der Verbrennungsgase dienen. Letzterer Leistungsaufwand wird bei der Viertaktmaschine am selben Zylinder gemessen, dazu werden Schwachfederdiagramme aufgenommen. Bei Zweitaktmaschinen werden die Pumpenzylinder besonders indiziert, und ihre Leistung wird von der der Arbeitszylinder abgezogen. Wenn bei Verpuffungsmaschinen die Arbeitsdiagramme streuen, so werden Bündel von fünf Diagrammen aufgenommen.

An der Versuchsdurchführung kommt gegen die früheren Versuche nur die Indizierung hinzu. Sie findet nach Art der Momentanablesungen zweckmäßig in der Mitte der Periode statt, für die sie einen Mittelwert der Leistung geben soll, also mitten zwischen den Ablesungen des



Digitized by Google

Drehzähler- und Gasuhrstandes, aber gleichzeitig mit der Ablesung des Tachometers, der elektrischen Leistung, der Thermometer und Manometer. Es empfiehlt sich, auf jedes Diagramm sofort die Zeit der Aufnahme zu schreiben, sowie im Zweifelsfall, von welchem Zylinder es stammt. Alle weiteren Notizen finden sich dann im Protokoll, das ja auch nach der Zeit geordnet ist. Fortlaufende Numerierung der Diagramme führt leicht zu Irrtümern, z. B. beim Wechsel des Beobachters, während die Zeit stets feststeht, wenn man einmal die Uhren verglichen hat. Auch erscheint dem Verfasser das Arbeiten

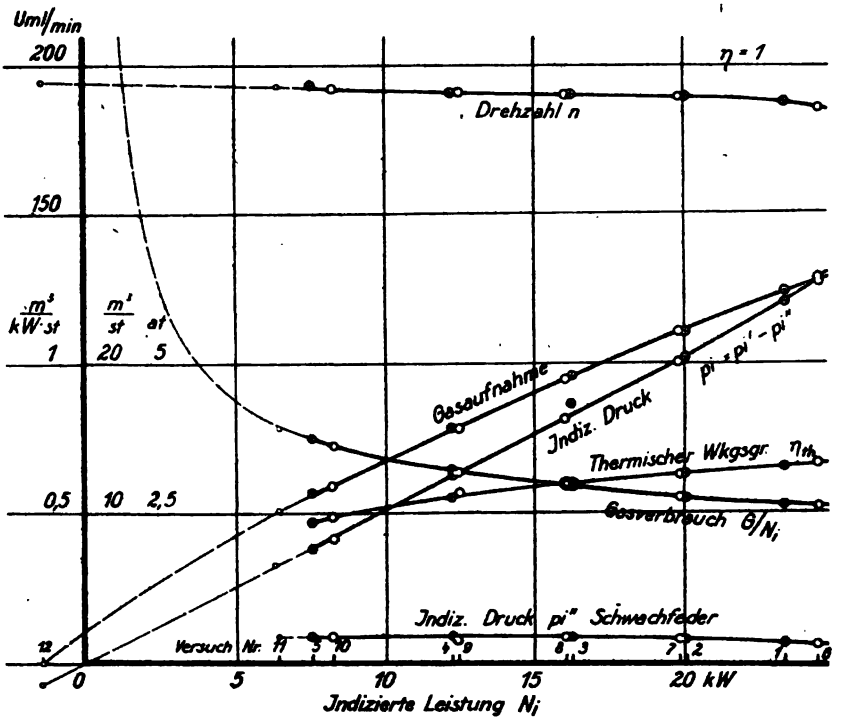



Fig. 135. Wirtschaftlichkeit der Gasmaschine bei wechselnder indizierter Leistung.

nach der gewöhnlichen Uhr für zweckmäßiger als nach der Stechuhr, die beim Versuchsbeginn gestochen wird; bei verschiedenen Versuchen kommen dann immer wieder dieselben Zeiten vor, und das führt zu Verwechslungen. Damit nicht ein Versuch verloren ist, wenn man versehentlich im Verlauf den Stecher drückt und die Uhr anhält, sollte jedenfalls die Uhrzeit zur Kontrolle nebenbei festgestellt werden.

Beim Indizieren einer Verbrennungskraftmaschine entstehen zwei Flächen, die — nach Art einer 8 — in entgegengesetztem Sinne umfahren sind. Die obere, regelmäßig größere, bedeutet die von den verbrannten Gasen gelieferte Arbeit; die untere entsteht entsprechend dem Widerstand, den einerseits das verbrannte Gas beim Verlassen des Zylinders, andererseits das frische Gasgemisch beim Einsaugen er-

Digitized by Google

fährt. Wir bezeichnen die beiden Flächen als die *Arbeitsfläche* und als die *Förderfläche*; beide sind voneinander in Abzug zu bringen. Meist findet man die Förderfläche aus einem besonderen *Schwachfederdiagramm*, das man mit solcher Feder aufnimmt, daß das Schreibgetriebe vor Beendigung der Kompression die Hubbegrenzung erreicht; die Hubbegrenzung ist nötigenfalls durch über die Kolbenstange geschobene Ringe passend herzustellen. Da bei guter Regelung die Förderfläche nicht streut, so brauchen die Schwachfederdiagramme nur einmal umfahren zu werden; auch kann man die Zahl der Schwachfederdiagramme meist ruhig beschränken.

Tabelle 46a. Gasdynamo unter veränderlicher Belastung.

Versuch 6 am 15. Dezember 1911; BStd 764 mm QS.

Zylindermaße: Hub . . . . . 470 mm
Durchmesser . . . . . 260 mm
Kolbenfläche . . . . . 530,9 cm², Viertakt,
Federmaßstäbe: Arbeitsdiagramm . . . . . 2,5 mm = 2 at
Schwachfederdiagramm . . . 12 mm = 1 at.

$$N_i = C \cdot p_i \cdot n \text{ kW}; \quad C = \frac{0{,}470 \cdot 530{,}9}{2 \cdot 60 \cdot 102} = 0{,}0204.$$

| Ablesung | | + 2½ min | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | Indikatordiagramme | | | |
| Zeit | Erste Spalten wie Tab. 46 | Arbeitsdiagramme | | Schwachfeder-diagramme | |
| | | Fläche | Länge | Fläche | Länge |
| | | mm² | mm | mm² | mm |
| 9·26 . . . . | — | | | | |
| | — | | | | |
| 9·30 . . . . | — | *2120 : 3 = 707* | *87,0* | *340* | *88,0* |
| | — | | | | |
| 9·34 . . . . | — | *2114 : 3 = 704* | *87,0* | *318* | *88,0* |
| | — | | | | |
| 9·38 . . . . | — | *2087 : 3 = 695* | *87,0* | *300* | *88,4* |
| | — | | | | |
| | | *702 : 87,0* | | *319 : 88,1* | |
| | | *= 8,07 mm : 1,25* | | *= 3,62 mm : 12* | |
| | | *= 6,46 at* | | *= 0,30 at* | |
| | | *$p_i$ = 6,16 at;* | | | |
| | | *$N_i$ = 0,0204 · 186,2 · 6,16 = 23,4 kW* | | | |

Tabelle 46a ist eine Ergänzung zu Tabelle 46; für den Fall, daß auch indiziert wurde, gibt sie die Auswertung der Diagramme. Die Diagramme selbst gibt in Auswahl Fig. 136 in der obersten Reihe. Die Arbeitsdiagramme sind in Bündeln zu 3 bis 5 aufgenommen; das Umfahren aller drei in einem Zuge gab für das erste Diagramm 2120 mm², daraus folgt als Diagrammfläche 2120 : 3 = 707 mm². Die Feder von 2,5 mm/at Federmaßstab wurde mit dem Kolben halber normaler Fläche verwendet, das macht einen wirksamen Federmaßstab 2,5 mm = 2 at; 1,25 mm = 1 at. Die Rechnung ist auf kW gestellt, daher in

Digitized by Google

**Tabelle 49. Indizierte Leistung und thermischer Wirkungsgrad der Gasdynamo.**

Hauptabmessungen: wie in Tab. 46a.

| | Versuch Nr. | 6[1]) | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Drehzahl der Gasmaschine $n$ . /min | 186,2 | 189,8 | 190,3 | 191,1 | 192,6 | 193,4 | 195,3 |
| 2 | Leistung der Dynamo $N_{el}$ . . .kW | 14,90 | 11,32 | 7,97 | 4,26 | 0 | —1,83 | — 12,2 |
| 3 | Gasaufnahme $G_0$ reduziert . . m³/st | 12,79 | 11,07 | 9,52 | 7,85 | 5,89 | 5,02 | 0 |
| 4 | IndizierterDruck: Arbeitsdiagramm at | 6,46 | (5,50) | 4,50 | 3,56 | 2,49 | 2,03 | —0,06 |
| 5 | Schwachfederdiagramm. . . . „ | 0,30 | 0,39 | 0,40 | 0,36 | 0,42 | 0,41 | 0,31 |
| 6 | wirksamer $p_i$ . . . . . „ | 6,16 | (5,11) | 4,10 | 3,20 | 2,07 | 1,62 | —0,37 |
| 7 | Indizierte Leistung $N_i$ . . . . .kW | 23,4 | 19,8 | 16,0 | 12,4 | 8,2 | 6,4 | — 1,5 |
| 8 | Gasverbrauch $G_0 : N_i$ . . m³/kW·st | 0,546 | 0,559 | 0,595 | 0,633 | 0,718 | 0,785 | — |
| 9 | Therm. Wirkungsgrad $\eta_{ih} = \frac{859 \cdot N_i}{4850 \cdot G_0}$ — | 0,324 | 0,317 | 0,297 | 0,280 | 0,247 | 0,226 | — |
| 10 | Getriebeverlust $N_i - N_{el}$ . . . .kW | 8,5 | 8,5 | 8,0 | 8,1 | 8,2 | 8,2 | 10,7 |
| 11 | Mechanisch-elektrischer Wirkungsgrad $\eta_m \cdot \eta_R \cdot \eta_{el} = N_{el}/N_i$ . . . — | 0,64 | 0,57 | 0,50 | 0,345 | 0 | — 0,285 | + 8,1 |

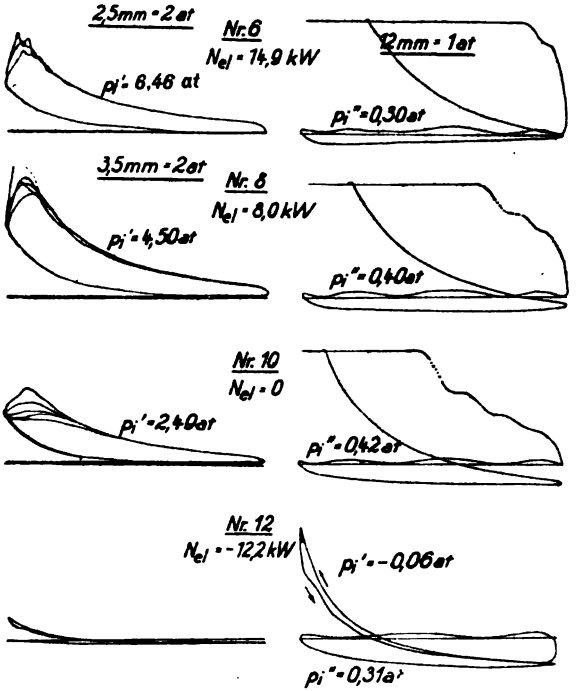



Fig. 136. Diagramme einer Gasmaschine bei wechselnder (auch negativer) indizierter Leistung. 2/5 nat. Gr.

der Zylinderkonstanten $C$ der Umrechnungsfaktor 102 mkg = 1 kW.

In Tabelle 49 und 50 werden die entsprechenden weiteren Zahlen für die Versuche Nr. 1 bis 10 gegeben, die schon aus Tabelle 47 und 48 bekannt sind: bei wechselnder Leistung einmal die Gasdynamo elektrisch belastet, einmal die Gasmaschine mechanisch gebremst. Die Ergebnisse beider Reihen — die ja in bezug auf $N_i$ identisch sind — sind in Fig. 135 zur Darstellung gebracht, beide Reihen fallen gut zusammen. Die Indikatordiagramme der Reihe mit elektrischer Belastung gibt Fig. 136.

[1]) Für Versuch 6 war durch einen Rechenfehler $p_i = 6{,}42$ at, $N_i = 24{,}4$ kW errechnet worden; in den Figuren ist der Fehler stehengeblieben. Man hätte durch den hohen Wert $N_i - N_{el}$ (Fig. 137b) gleich aufmerksam werden können.

Digitized by Google

Tabelle 50. Indizierte Leistung, thermischer und mechanischer Wirkungsgrad einer Gasmaschine (durch Bremsen).

Hauptabmessungen: wie in Tabelle 46a.

| | Versuch Nr. | 1 | 2 | 3 | 4 | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Drehzahl $n$ . . . . . /min | 188,3 | 190,2 | 190,5 | 191,4 | 193,5 |
| 2 | Bremsleistung $N_b$ . . . . . kW | 16,38 | 12,63 | 8,74 | 4,84 | 0 |
| 3 | Gasaufnahme $G_0$ reduziert . . $m^3$/st | 12,51 | 11,12 | 9,61 | 7,88 | 5,70 |
| 4 | Indizierter Druck: Arbeitsdiagramm at | 6,42 | 5,54 | 4,77 | 3,75 | 2,33 |
| 5 | Schwachfederdiagramm . . . „ | 0,35 | 0,39 | 0,41 | 0,43 | 0,42 |
| 6 | wirksamer $p_i$ . . . . . „ | 6,07 | 5,15 | 4,36 | 3,32 | 1,91 |
| 7 | Indizierte Leistung $N_i$ . . . . kW | 23,3 | 20,0 | 16,2 | 13,0 | 7,5 |
| 8 | Gasverbrauch $G_0 : N_i$ . . $m^3$/kW · st | 0,537 | 0,555 | 0,593 | 0,606 | 0,760 |
| 9 | Therm. Wirkungsgrad $\eta_{th} = \frac{859 \cdot N_i}{4850 \cdot G_0}$ — | 0,330 | 0,319 | 0,299 | 0,292 | 0,233 |
| 10 | Getriebeverlust $N_i - N_b$ . . . . kW | 6,9 | 7,4 | 7,5 | 8,2 | 7,5 |
| 11 | Mechanischer Wirkungsgrad $\eta_m = N_b/N_i$ . . . . . — | 0,705 | 0,63 | 0,54 | 0,37 | 0 |

In Fig. 135 wächst der indizierte Druck $p_i$ etwa proportional der Leistung $N_i$ — natürlich, denn die Drehzahl ist fast konstant. Die Gasaufnahme ist in dieser Darstellung auch annähernd proportional der Leistung, daher der Gasverbrauch auch bei halber Leistung nicht viel — nur 23 % — ungünstiger als bei Vollast, im Gegensatz zu den Ergebnissen aus Fig. 134 oder Fig. 132; vergleiche hierüber die Darlegungen in § 5. In unserem Falle gilt Tabelle 51, aus der der ungünstige Einfluß der konstanten Leerlaufwiderstände auf den Verlauf — außer auf den Absolutwert — der Verbrauchskurve deutlich hervorgeht. Zur Ermittlung der „vollen Lasten" sind übrigens die noch zu besprechenden Ergebnisse der Fig. 140 (Abfallen des Reglers) und Fig. 138 (Eigenverluste) bereits herangezogen.

Der Leerlauf ist bei elektrischer Belastung nicht unbedingt Grenzwert: man kann, wenn man den Maschinensatz auf ein Netz konstanter, von anderer Stromquelle (z. B. Sammlerbatterie) aufrechterhaltener Spannung laufen läßt, durch Schwächung der Erregung Stromaufnahme und daher Punkte $N_{el} < 0$ erzielen; solange die Stromaufnahme nicht die Eigenverluste des ganzen Maschinensatzes deckt, wird die Gasaufnahme zwar unter den Leerlaufswert sinken, aber doch bestehen bleiben,

Tabelle 51. Wirtschaftlichkeit der Gasmaschine bei voller und bei halber Last.

| | Bezogen auf | $N_i$ | $N_b$ | $N_{el}$ |
|---|---|---|---|---|
| 1 | Volle Last . . . . . kW | $N_i = 25{,}5$ | $N_b = 19{,}2$ | $N_{el} = 15{,}6$ |
| 2 | Halbe Last . . . . . „ | $= 12{,}25$ | $= 9{,}6$ | $= 7{,}8$ |
| | Gasverbrauch: | | | |
| 3 | bei voller Last . . kg/kW · st | $G/N_i = 0{,}52$ | $G/N_b = 0{,}69$ | $G/N_{el} = 0{,}85$ |
| 4 | bei halber Last . . „ | $= 0{,}64$ | $= 1{,}04$ | $= 1{,}21$ |
| 5 | Verhältnis . . . . — | 1,23 | etwa 1,45 | |

Digitized by Google

und auch nutzbar werden, solange die Zündung nicht aussetzt. Auf diese Weise sind die Zahlen eines mit Nr. 11 bezeichneten Versuches entstanden; bei diesen *Versuchen mit negativer Nutzleistung* ist, ähnlich wie es schon für Leerlauf verlangt wurde, um ein Einfallen der Punkte in Fig. 135 zu erreichen, auf Innehaltung der auch sonst konstanten Klemmenspannung zu achten, durch entsprechende Einstellung der Erregung. Dann werden auch die anderen Werte, die Gasaufnahme und später (Tabelle 52, Fig. 140) die volumetrischen Verhältnisse in Reihe mit den bisherigen Werten fallen. — Bei Versuch 12 endlich war der Gashahn kurzerhand geschlossen worden, $G = 0$. Die elektrische Leistungsaufnahme und die indizierte Leistung werden negativ, der Energieverlust $N_i - N_{el}$ bleibt (mathematisch und wirklich) positiv.

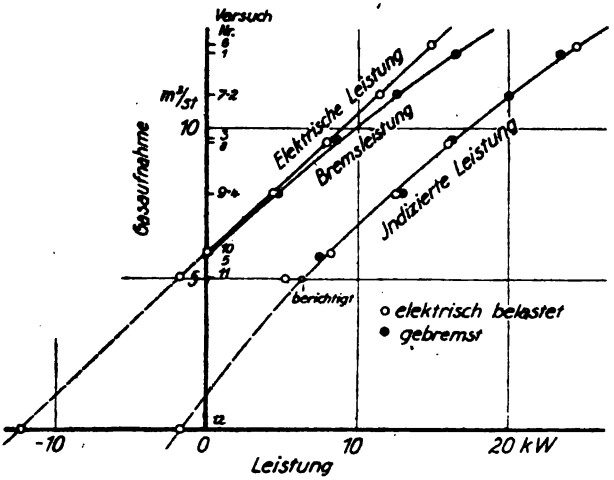



Fig. 137a. Mechanische Verluste der Gasmaschine und der Gasdynamo.

Man beachte, wie in Fig. 135, 137, 140 solche über die normale Versuchsreihe gehenden Punkte sich doch der Reihe einfügen. Im Diagramm des Versuches 12, Fig. 136, kann man über den Umfahrungssinn nicht im Zweifel sein, wenn man die Indikatorschwingungen beachtet, die natürlich im abgehenden Ast (in der Expansionslinie) sein müssen; beide Flächen — Arbeits- und Förderfläche — sind also negativ und entsprechend zu umfahren, wenn man diesmal auch die Arbeitsfläche dem Schwachfederdiagramm entnimmt. —

In Fig. 137a und b sind noch folgende den *Getriebeverlust* in die Gasmaschine betreffenden Ermittelungen gemacht. In Fig. 137a ist zunächst die Gasaufnahme dargestellt als abhängig einmal von der elektrischen, dann von der gebremsten, endlich von der indizierten Leistung, und zwar für letztere Kurve wieder beide Versuchsreihen durcheinander. Zunächst zeigt sich, daß die Punkte $G_o = f(N_{el})$ sehr sauber in Reihe fallen, die Punkte $G_0 = f(N_b)$ fast ebenso; die Punkte $G_0 = f(N_i)$ dagegen streuen merklich. Es ist also offenbar, daß das Streuen der letzteren nicht in ungenauer Messung von $G_0$, sondern in Unsauberkeiten der Indizierung begründet ist. Hiernach kann man zunächst die Werte der indizierten Leistung berichtigen, wie das bei Versuch 11 angedeutet ist. Für die Differenzen $N_i - N_{el}$ und $N_i - N_b$ ist diese Berichtigung nicht unwesentlich.

Die so berichtigten Differenzen sind nun in Fig. 137b als abhängig

Digitized by Google

von den berichtigten Werten $N_i$ aufgetragen; die Punkte fallen nun entsprechend glatt ein, entsprechen aber teilweise (für Versuch 11, 5, 4 und 1) nicht mehr genau den Angaben der Tabellen 49 und 50. — Überall, wo diese Differenzen zu ermitteln sind, kann man eine solche Verarbeitung der unmittelbaren Versuchsergebnisse nicht immer umgehen. Durch Vorstehendes sollte ein *Beispiel einer systematischen Fehlerberichtigung* gegeben werden, die im vorliegenden Fall nach Lage der Sache durchaus sachgemäß und unbedenklich, keine Verschönerung ist.

In Fig. 137b nun ist noch ferner der Verlust $V$ in der Dynamo aufgetragen, ermittelt aus Angaben analog § 67, Fig. 77. Und indem wir die Kurven $N_i - N_b = f(N_i)$ und $V = f(N_i)$ zueinander zählen, ergibt sich die gestrichelte Kurve $N_i - N_b + V = f(N_i)$; diese sollte unterhalb $N_i - N_{el} = f(N_i)$ liegen, um den *Verlust in der Riemenübertragung*. Es zeigt sich aber das eigenartige Ergebnis, daß $N_i - N_b + V > N_i - N_{el}$ ist, das heißt, der Riemenverlust ergibt sich als negativ. Die Ursache dieses Ergebnisses bleibt zu diskutieren.

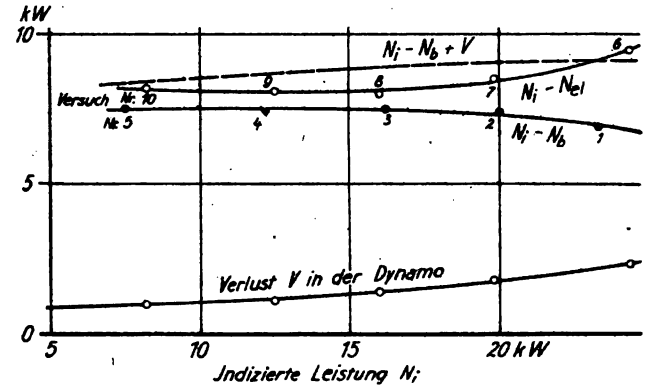



Fig. 137b. Mechanische Verluste der Gasmaschine und der Gasdynamo.

Durch die Berichtigung von $N_i$ an Hand von Fig. 137a sind nur zufällige Fehler der einzelnen Versuche beseitigt, ebenso wird durch das gute Einstraken der Punkte von $N_{el}$ und $N_b$ nur die Abwesenheit zufälliger Fehler festgestellt. Systematische Fehler (Techn. Mess. § 18), wie etwa Fehlanzeige der elektrischen Instrumente, mangelhafte Eichung der Indikatorfedern, Falschtarierung der Bremse bleiben noch möglich; sie werden nur dadurch unwahrscheinlich, daß bei den Eichungen und bei der Tarierung sehr sorgsam vorgegangen war; ein Fehler in der Federeichung würde überdies wieder herausfallen. Die Möglichkeit eines systematischen Fehlers bleibt aber bei dem schwierigen Übergang von elektrischer auf mechanische Messung immerhin bestehen. — Betrachten wir jedoch einen solchen Meßfehler, der in dem Bereich um $N_i = 15$ kW immerhin rd. 1 kW betragen müßte, in dieser Höhe als ausgeschlossen, so bleibt als sachliche Erklärung für die auffällige Erscheinung nur übrig, daß bei der elektrischen Belastung die Getriebe-

Digitized by Google

verluste in der Gasmaschine selbst bis zu 1 kW kleiner sind als bei Belastung durch den Bremszaum, daß sie also bei ersterer rd. 7,5 kW betragen, gegenüber 8,5 kW bei letzterer. Das wäre dadurch zu erklären, daß der Riemenzug, wagerecht wirkend, sich mit dem Schwungradgewicht und den periodisch wechselnden Kolbendruck- und Massenkräften in solcher Weise zusammensetzt, daß die durchschnittliche Gesamtkraft kleiner ausfällt als ohne Riemenzug. Die Möglichkeit solcher Wirkung leuchtet ohne weiteres ein für den Fall, wo der Riemen nach oben geht und das Schwungradgewicht gewissermaßen trägt. Wie im vorliegenden Fall der Erfolg zustande kommt, kann nur eine genaue dynamische Nachprüfung der Verhältnisse zeigen. Die weitläufige Ermittlung wäre im einzelnen ohne Interesse. Im ganzen aber zeigt sich, wie große *Vorsicht beim Ermitteln von Nutzleistungen unter Verwendung von Leerlaufversuchen* am Platze ist.

**94. Theoretische und praktische Festlegung des Begriffes der indizierten Leistung.** Wir haben kurzerhand als selbstverständlich unterstellt, daß als indizierter Druck $p_i$ der Viertaktmaschine der Unterschied aus dem in der Arbeitsfläche und in der Förderfläche indizierten anzusehen sei. Diese Rechnungsweise, die man als das *Abzugsverfahren* bezeichnet, war nicht immer üblich; sie ist im wesentlichen durch das Auftreten der Zweitaktmaschinen zur Diskussion[1]) und dann zur Annahme gekommen. Die Sachlage ist folgende.

Bei der *Zweitakt-Verbrennungskraftmaschine* ist der gesamte Vorgang auf zwei oder mehr Zylinder verteilt, deren jeder für sich indiziert werden kann. Im Arbeitszylinder findet die Verbrennung statt, die übrigen (Hilfs-) Zylinder fördern Brennstoff und Luft in einen Hilfsbehälter, in dem beide unter mäßigem Druck stehen. Nachdem gegen Ende des Expansionshubes des Arbeitszylinders der Auslaß für die Abgase geöffnet ist, wird durch Spülluft der Rest der Abgase ausgewaschen und im Anschluß daran Luft und Gas im vorkomprimierten Zustand eingeführt, dann wird zu Ende komprimiert und endlich gezündet. Die Frage ist, ob als indizierte Leistung der Maschine diejenige des Arbeitszylinders (die brutto indizierte Leistung) anzusprechen ist, oder ob und wie weit der Leistungsverbrauch der Hilfszylinder abgezogen werden soll, um dadurch eine „netto" indizierte Leistung zu ermitteln.

Der Zweck der von den Hilfszylindern ausgeführten Vorkompression ist an sich nur, den Druck zu gewinnen für genügend schnelles Ausspülen und Laden des Arbeitszylinders; denn für diese Vorgänge stehen nicht wie beim Viertaktverfahren zwei volle Hübe, es steht nur ein kleiner Bruchteil einer Umdrehung dafür zur Verfügung. Eine an sich nicht beabsichtigte Nebenwirkung ist die, daß am Beginn des Kompressionsvorganges im Arbeitszylinder die Gase bereits höheren als atmosphärischen Druck haben, so daß also ein Teil des eigentlichen Kompressionsvorganges in die Hilfszylinder verlegt ist.

Grundsatz für die Unterteilung der gesamten Stufe von der brutto indizierten Leistung $N_i'$ zur Nutzleistung $N_e$ durch $N_i$ ist nun, es solle

[1]) Darlegungen von E. Meyer, Riedler, Wagener und namentlich Stodola, Z. d. V. D. J. 1905.

Digitized by Google

abgezogen werden von der Leistung $N_i'$ der Hauptleistungsquelle das, was aufgewendet wurde zwecks Erhöhung des Wirkungsgrades, zwecks Verbesserung des Kreis- oder Arbeitsprozesses und was daher ein integrierender Bestandteil des Arbeitsprozesses ist; nicht solle abgezogen werden, was nur rein äußerlich der Verwirklichung des Kreisprozesses dient. Letztere Teile sind dadurch gekennzeichnet, daß man sie durch eine gewisse (einseitige) Vervollkommnung der Maschine auf Null zusammenschrumpfend denken kann, durch welche Kennzeichnung sie mit den mechanischen Verlusten im Getriebe wesensgleich erscheinen.

In diesem Sinne ist die Kompressionsleistung von der brutto indizierten Leistung abzuziehen, soweit das nicht ohnehin automatisch im Indikator erfolgt; denn durch Erhöhung der Kompression wird der (ideale und wirkliche) Kreisprozeß verbessert (§ 104), diese Verbesserung ist geradezu der Zweck der Kompression, und man kann daher sagen: je höher die Kompressionsleistung, desto besser, ihre Verminderung wird nicht angestrebt. Es wäre aber unbillig, den durch Kompression erzielten Mehrgewinn als Einnahme zu verbuchen, ohne den hierfür grundsätzlich und werbend erforderlichen Aufwand abzusetzen. Es ist also $N_i = N_i' - N_i''$, und die Kompressionsleistung ist in $N_i''$ enthalten.

Im Gegensatz dazu ist die Spül- und Ladearbeit den mechanischen Verlusten beizuzählen, kann sie doch wie jene durch mechanische Maßnahmen, wie Vergrößerung der Strömquerschnitte beliebig gegen Null konvergierend gedacht werden — wenn das auch nicht wirtschaftlich wäre. Es ist also $N_i = N_e + V_{\text{mech}}$, und die Spül- und Ladearbeit ist in $V_{\text{mech}}$ enthalten.

Die Schwierigkeit angesichts dieser theoretisch klaren Sachlage ist nur, daß die Trennung der Pumpenleistung in den Anteil für Vorkompression und den für Spülen und Laden nicht durch Messung möglich ist. Um also *meßtechnisch* zum Ziele zu kommen, muß man von den beiden Möglichkeiten: die Leistung der Hilfspumpen gar nicht, oder aber ganz abzuziehen, diejenige wählen, die dem Sollwert näher kommt und die gleichmäßige Ergebnisse verspricht.

Demgegenüber liegen bei *Viertaktmaschinen* die Verhältnisse meßtechnisch günstiger. Die gesamte Kompressionsleistung wird automatisch schon von der brutto indizierten Leistung in Abzug gebracht, indem der Indikator selbst die Kompressionslinie beschreibt, die Schleife, die im Schwachfederdiagramm besonders ermittelt zu werden pflegt, gibt den Gesamtbetrag des Leistungsaufwandes für das Ausstoßen der Abgase und für das Ansaugen der frischen Ladung. Die indizierte Leistung der Viertaktmaschine im Sinne der theoretischen Forderungen ist hiernach einwandsfrei durch die indizierte Hauptfläche ohne Abzug der Förderfläche gegeben.

Maßgebend für die praktische Bestimmung, das Abzugsverfahren solle angewendet werden, war nun die *Forderung nach Vergleichbarkeit* der Ergebnisse an Zweitakt- und an Viertaktmaschinen, eine Forderung, die jetzt wieder zurücktreten könnte, nachdem die Viertaktmaschinen fast allein das Feld behaupten. Aus dem Vorstehenden ergibt sich, daß man vergleichbare Meßergebnisse nur erhält, wenn man bei beiden

Digitized by Google

Maschinenarten die Kompressions- sowie die Spül- und Ladearbeit von der brutto indizierten Leistung abzieht. — Aus diesem rein praktischen Gesichtspunkt rechtfertigt sich die zur Übung gewordene Vorschrift der Regeln.

In Fig: 138 ist zur Darstellung gebracht, daß nur die nach dem Abzugsverfahren ermittelte, hier als netto indiziert bezeichnete Leistung bei beiden Maschinenarten übereinstimmend gemessen werden kann. —

Unsere Darlegung hat allgemeinere Bedeutung im Anschluß an das in § 6 Gesagte in allen Fällen, wo *Hilfsmaschinen oder -einrichtungen eine Hauptmaschine* bedienen. Bei der Dampfkraftanlage sind die Kondensatorpumpen und die Kesselspeisepumpe dazu bestimmt, die Druck-

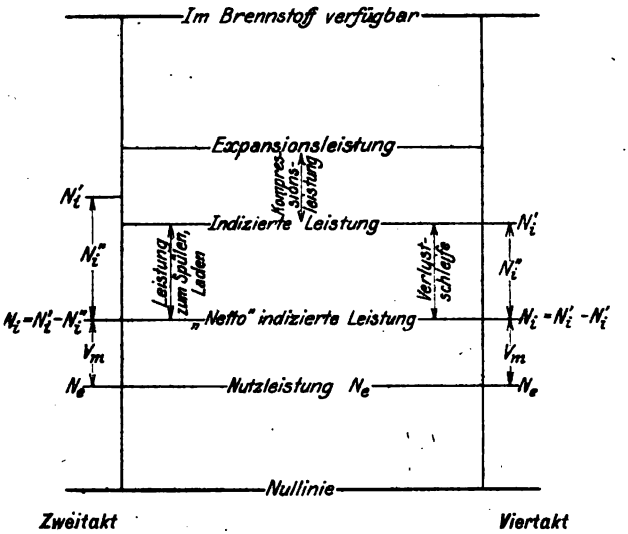



Fig. 138. Zur Bestimmung des Begriffs der indizierten Leistung.

stufe aufwärtsgehend zu durchmessen und den Kreisprozeß zu schließen, die bei der Expansion abwärts durchmessen worden ist. Die Kompressionslinie des Indikatordiagrammes bei der Kolbenmaschine schließt den Kreisprozeß nicht, da sie sich nur auf den Dampfrest im schädlichen Raum bezieht. Der Leistungsverbrauch der Kondensation ist daher soweit abzugsfähig, wie er der Überführung des Kondensates bis auf Atmosphärendruck dient, und der theoretische Leistungsverbrauch der Speisepumpe ist voll abzugsfähig. Man unterläßt den Abzug in erster Linie wohl aus alter Gewohnheit, aber auch aus folgenden praktischen Gründen. Zunächst handelt es sich nur um kleine Beträge, die die Mühe kaum lohnen (Tabelle 38). Weiterhin darf nach unseren Grundsätzen der Leistungsaufwand für Förderung des Kühlwassers und für Auspumpen der Luft — letztere nur zufälligen Undichtheiten entstammend — nicht abgezogen werden, beide Posten sind jedoch von dem Abzuziehenden bei Mischkondensationen nicht zu trennen. Bei Zentralkondensationen aber ist es überhaupt nicht möglich, den Anteil

Digitized by Google

einer bestimmten Maschine zu fassen, auch ist es unbillig, die Unvollkommenheiten einer getrennt arbeitenden Kondensation und eines weitverzweigten Rohrnetzes der Dampfmaschine zur Last zu legen. Endlich untersucht man selten (nur z. B. bei Lokomobilen) eine in sich geschlossene Dampfkraftanlage, meist nur die Kraftmaschine, die einen Kreisprozeß überhaupt nicht ausführt. Bei dieser Vielfältigkeit und Unklarheit der tatsächlichen Verhältnisse ist daher wieder der Gesichtspunkt ausschlaggebend, es sollten vergleichbare Werte erzielt werden, und das ist in diesem Fall nur zu erreichen, wenn jeder Abzug der Kondensations- und Speiseleistung bei Berechnung der indizierten Leistung — nicht aber in der Wärmebilanz, § 76 — überhaupt unterbleibt. — Bei einer Heißluftmaschine würde hingegen, bei theoretisch ganz gleicher Lage, doch das Unterlassen des Abzuges auf numerisch ganz schiefe Verhältnisse führen.

Diese Erwägungen sind auf alle Fälle sinngemäß zu übertragen, wo Hilfseinrichtungen eine Hauptmaschine bedienen.

**95. Volumetrische und Regelungsverhältnisse der Gasmaschine.** Als *Lieferungsgrad* bezeichnen wir den Quotienten aus der je Saughub aufgenommenen Gemischmenge und dem Hubvolumen der Maschine — die Gemischmenge auf 0° und 760 mm reduziert. Ist $G_0 + L_0$ die Summe aus stündlich aufgenommener reduzierter Gas- und Luftmenge, also bei Viertakt $\frac{G_0 + L_0}{30\,n}$ die beim Saughub aufgenommene Gemischmenge, und ist $V_h$ das Hubvolumen, so ist der Lieferungsgrad

$$\eta_l = \frac{G_0 + L_0}{30\,n \cdot V_h}. \quad \ldots\ldots\ldots \quad (10)$$

Als *volumetrischen Wirkungsgrad* der Gasmaschine bezeichnen wir einen Quotienten, der dem Diagramm zu entnehmen ist; wir messen die auf der Atmosphärenlinie des Diagrammes zwischen Saug- und Drucklinie abgeschnittene Strecke $s_v$ und vergleichen sie mit der Diagrammlänge $l$; es ist

$$\eta_{vol} = \frac{s_v}{l}. \quad \ldots\ldots\ldots \quad (11)$$

Der Lieferungsgrad wird stets erheblich unter 1 sein. Der Minderbetrag rührt davon her, daß das brennbare Gemisch mit Unterdruck in den Zylinder gelangt, also, auf Barometerstand bezogen, den Zylinder nicht vollfüllt; im gleichen Sinne wirkt ein verspäteter Schluß der Ventile, insbesondere bei Schnellläufern und bei nicht gesteuerten Ventilen; weiter davon, daß das Gemisch im Zylinder wesentlich über 0° liegende Temperaturen annimmt; endlich hat (günstigen oder ungünstigen) Einfluß auf die Lieferung die Abweichung (nach oben oder nach unten) des Barometerstandes von 760°. Von diesen drei Einflüssen werden die ersten durch den volumetrischen Wirkungsgrad gemessen; daher erhält man in dem Quotienten

$$\frac{\eta_l}{\eta_{vol}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (12)$$

ein Maß für die anderen. Dieser Quotient ist also auch ein Maß für den Einfluß verschiedenen Barometerstandes; wenn aber bei einer

Digitized by Google

Versuchsreihe der Barometerstand wesentlich konstant ist, so sind die Änderungen des Quotienten ein Maß für die Erwärmung des Gasgemisches während der Ansaugperiode. Wir bezeichnen ihn deshalb als *thermometrischen Füllungsgrad*.

In Tabelle 52 sind die Füllungsverhältnisse für die in Tabelle 49 schon gegebenen Versuche berechnet, in Fig. 140 sind diese und noch die entsprechenden Ergebnisse der Bremsung Tabelle 53 dargestellt. Fig. 139 zeigt eine Auswahl der Indikatordiagramme. Zur Durchführung der Rechnung war außer den schon bekannten Zahlen noch die *Messung der Luftmenge* nötig. Die Messung geschieht entweder — am bequemsten — mit einer Luftuhr, die aber bei Leuchtgasbetrieb etwa das Neunfache der Gasmenge messen muß, also sehr voluminös wird; oder sie geschieht mittels einer in die Saugleitung gelegten Drosselscheibe für recht geringen Druckverlust, um das Mischungsverhältnis wenig zu ändern. In beiden Fällen muß man für Ausgleich der Schwankungen sorgen, die von der pulsierenden Entnahme herrühren. Ein

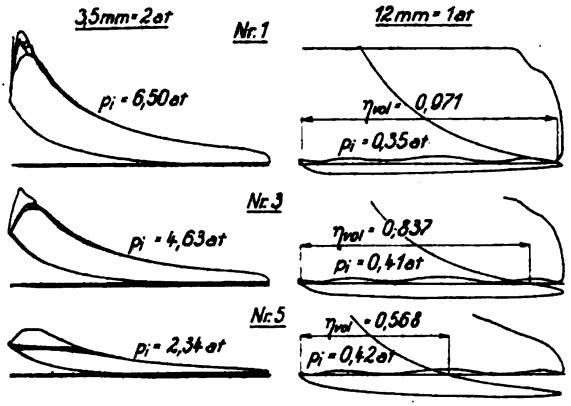



**Fig. 139.** Volumetrischer Wirkungsgrad der Gasmaschine bei wechselnder Belastung (Mengenregelung). 2/5 nat. Gr.

Tabelle 52. Füllungsverhältnisse der Gasmaschine.

Zylinderdurchmesser 260 mm, Hub 470 mm, Hubvolumen 24,95 l.

| | Versuch Nr. | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Elektrische Leistung . . . . . kW | 14,9 | 11,3 | 8,0 | 4,3 | 0 | —1,8 | —12,2 |
| 2 | Drehzahl $n$ . . . . . /min | 186,2 | 189,8 | 190,3 | 191,1 | 192,6 | 193,4 | 195,3 |
| 3 | Indizierte Leistung $N_i$. . . . . kW | 23,4 | 19,8 | 16,0 | 12,4 | 8,2 | 6,4 | —1,5 |
| 4 | Gasaufnahme reduziert $G_0$ . . m³/st | 12,79 | 11,07 | 9,52 | 7,85 | 5,89 | 5,02 | 0 |
| 5 | Luftaufnahme reduziert $L_0$. . „ | 94,2 | 86,3 | 77,8 | 68,1 | 54,9 | 48,3 | 13,1 |
| 6 | Mischungsverhältnis $L_0 : G_0$ . . — | 7,37 | 7,80 | 8,17 | 8,68 | 9,32 | 9,61 | ∞ |
| 7 | Gesamtaufnahme $G_0 + L_0$ . . m³/st | 107,0 | 97,4 | 87,3 | 76,0 | 60,8 | 53,3 | 13,1 |
| 8 | bei 1 Saughub $\frac{G_0 + L_0}{30\,n} = A$ . . l | 19,15 | 17,1 | 15,3 | 13,25 | 10,5 | 9,2 | 2,2 |
| 9 | Lieferungsgrad $\eta_l = \frac{A}{24{,}95}$ . . . — | 0,767 | 0,685 | 0,613 | 0,531 | 0,422 | 0,368 | 0,08 |
| 10 | Volumetr. Wirkungsgrad $\eta_v$ lt. Diagr. — | 0,973 | 0,938 | 0,864 | 0,756 | 0,608 | 0,540 | 0,32 |
| 11 | Reglerstand $r$ . . . . . mm | 27 | 38,5 | 40,5 | 42,5 | 44 | 45 | 48 |
| 12 | Thermometr. Füllungsgrad $\eta_l/\eta_v$ — | 0,789 | 0,730 | 0,709 | 0,701 | 0,694 | 0,681 | 0,27 |

Digitized by Google

einfacher Behälter muß erhebliche Größe haben; man kann ihn aber elastisch machen, indem man ihn mit einer Membran aus luftdichtem Segeltuch verschließt, die durch eine Feder, dem Unterdruck entgegen, nach außen gezogen wird (Techn. Mess. S. 179). — Man kann auch die Messung der Luftmenge — besser dann gesagt: des Mischungsverhältnisses — durch chemische Analyse bewirken, indem man den Sauerstoff-

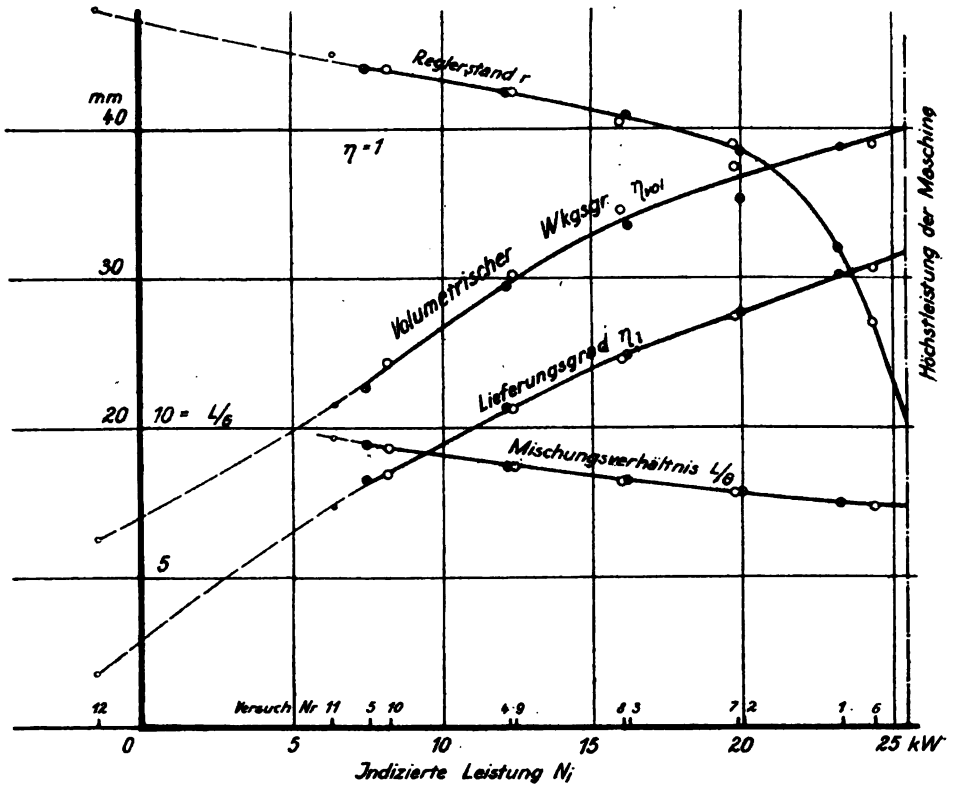



Fig. 140. Füllungsverhältnisse der Gasmaschine bei verschiedener Belastung.

gehalt $o_2$ des angesaugten Gemisches und denjenigen $o_1$ des verwendeten Gases mit dem Orsatapparat bestimmt (Techn. Mess. § 49). Es ist dann

$$L_0 = \frac{o_2 - o_1}{21 - o_2} \cdot G_0 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (13)$$

Diese Methode ist für nicht gasförmigen Brennstoff kaum brauchbar. — Wenn man endlich die notwendige Luftmenge $L_1$ des Brennstoffes kennt oder bei chemisch definierten Stoffen (Benzol, wenn rein) stöchiometrisch berechnen kann, so kann man aus der Rauchgasanalyse die Luftüberschußzahl $l$ finden (Techn. Mess. § 116) und hat dann

$$L_0 = l \cdot L_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (14)$$

Digitized by Google

In Tabelle 52 ist die Luftmenge direkt gemessen worden. Es ergibt sich z. B. bei Versuch 6 die Luftmenge $L_0 = 94{,}2$ m³ $\binom{0}{760}$/st, daher das Mischungsverhältnis $L_0 : G_0 = 94{,}2 : 12{,}79 = 7{,}37$. Die Maschine nimmt im ganzen $94{,}2 + 12{,}79 = 107{,}0$ m³ $\binom{0}{760}$/st auf, das sind, bei 186,2 Uml/min also $93{,}1 \times 60 = 5586$ Saughüben, stündlich $107{,}0 : 5586 = 0{,}01915$ m³ $\binom{0}{760}$/Hub $= 19{,}15$ l $\binom{0}{760}$/Hub. Das Hubvolumen folgt aus den Zylindermaßen zu 24,95 l, also ist der Lieferungsgrad $\eta_l = 19{,}15 : 24{,}95 = 0{,}767$. — Der volumetrische Wirkungsgrad wird auf der Atmosphärenlinie des Schwachfederdiagrammes abgemessen, so wie in Fig. 139 angedeutet ist: bei Nr. 3 ist er $72{,}8 : 87{,}0 = 0{,}837$. — Danach ist der von uns als thermometrischer Füllungsgrad bezeichnete Quotient zu berechnen. Der Regler stand bei dem Versuch 6 $r = 27$ mm über seinem unteren Sitz.

Bei fallender Leistung nimmt (Fig. 140)[1]) bei der untersuchten Maschine $L_0 : G_0$ zu, das Gemisch wird ärmer, jedoch nur in mäßigen Grenzen. Insoweit arbeitet die Maschine mit Gemischregelung. Zum wesentlichen Teil indessen erfolgt die Regelung dadurch, daß der Lieferungsgrad und damit die Aufnahme brennbaren Gemischgewichtes vermindert wird; der Lieferungsgrad nimmt mit 0,767 einen besonders hohen Wert an, er sinkt beim elektrischen Leerlauf auf 0,422, beim Leerlauf der Gasmaschine auf 0,412 (Mengenregelung). — Diese Abnahme des Lieferungsgrades wird durch die des volumetrischen Wirkungsgrades bedingt, der von 0,973 auf 0,608 (bei elektrischem Leerlauf) herabgedrückt wird, indem der Regler den Luft- und Gaszutritt drosselt; die Sauglinie sinkt dadurch tiefer unter die Atmosphärenlinie, der Abschnitt auf der Atmosphärenlinie wird verkürzt. Vom Quotienten $\eta_i/\eta_{vol}$ könnte man erwarten, da er nur auf die Temperatur am Ende des Saughubes anspricht, daß er mit fallender Leistung steigt, da die Maschine kälter läuft; das Gegenteil ist der Fall, vermutlich weil das kleinere aufgenommene Gemischgewicht selbst in der kälteren Maschine doch noch stärker erwärmt wird; für den Regelvorgang und für Erreichung einer guten Höchstleistung ist das günstig.

Der Regler steigt bei der Entlastung der Maschine von 27 auf 44 mm über dem unteren Sitz. Man könnte meinen, bei Versuch 6 sei die Höchstleistung noch gar nicht erreicht, da der Regler noch 27 mm hoch steht. Aber nicht hierauf kommt es an, sondern die Höchstleistung ist erreicht, wenn der volumetrische Wirkungsgrad gleich der Einheit wird — praktisch schon etwas vorher. Was die Maschine bei den tieferen Reglerstellungen macht, wird in § 152 besprochen werden. Hier wird also die Höchstleistung durch Erreichung der Vollfüllung bestimmt — bei der Dampfmaschine, § 69, durch Aufsitzen des Reglers. Maßgebend ist, was von beidem zuerst eintritt — in der Hinsicht sollten die Verhältnisse für die beiden Maschinenarten stets so liegen wie in den vorliegenden beiden Fällen, aus Wirtschaftlichkeitsgründen.

[1]) In Fig. 140 und manchen anderen ist versehentlich $L$ und $G$ geschrieben statt $L_0$ und $G_0$. Beim Maßstab der Figuren ist das Versehen belanglos. Berechnet und eingetragen war stets die reduzierte Aufnahme.

Digitized by Google

**96. Höchstleistung abhängig von Lufttemperatur und Barometerstand.** Da die Höchstleistung der Maschine durch den volumetrischen Wirkungsgrad Eins bestimmt ist, da aber das angesaugte Gemischgewicht von der Dichte des Gases und der Luft abhängt, so wächst die erzielbare Höchstleistung, solange man nichts weiter an der Maschine ändert, einfach mit der Dichte des Gemisches, also mit dem Barometerstand und umgekehrt mit der absoluten Temperatur. Hat man daher beim Barometerstand $b$ und der Lufttemperatur $t$ die Höchstleistung $N_{max}$ gemessen, während für den betreffenden Aufstellungsort $b_o$ und $t_o$ normale Werte sind, so ist bei den normalen Verhältnissen die Höchstleistung

$$N^{\circ}_{max} = N_{max} \cdot \frac{b_o}{b} \cdot \frac{273 + t}{273 + t_o} \quad \ldots\ldots \quad (15)$$

erzielbar.

Hat also eine Maschine bei der Abnahme die Höchstleistung nicht hergegeben, so kann vom Lieferer eingewendet werden, die Abnahme sei an einem Tage geringen Barometerstandes gemacht, er beanspruche Umrechnung nach eben genannter Formel auf den normalen Barometerstand. Ob diesem Verlangen zu entsprechen ist, das hängt von den geschäftlichen Umständen ab; im allgemeinen wird man es nicht tun dürfen. Denn einem Fabrikbetrieb, der 30 kW braucht und sich zu ihrer Erzeugung eine Gasmaschine beschafft, ist nicht damit gedient, wenn er nun die 30 kW nur bei gutem Wetter erzielen kann, oder auch nur bei normalem. Man wird ihm den Anspruch darauf nicht versagen können, daß er bei jedem üblicherweise vorkommenden Wetter die erforderliche und gewährleistete Leistung auch erzielen kann; die ungünstigsten, nur in Jahren einmal vorkommenden Wetterverhältnisse wird man vielleicht ausnehmen dürfen. Auch wird man zulassen dürfen und müssen, daß außergewöhnlichen Wetterverhältnissen durch leichte Verstellung der Zündung (§ 97) auf Kosten der Wirtschaftlichkeit Rechnung getragen wird.

Im Gegensatz dazu wird man eher, wenn man die Zufälligkeiten der Witterung auszugleichen für angemessen findet, dem Anspruche des Bestellers nachgeben, der da anführt: wenn bei ausnahmsweise günstigen oder unter normalen Verhältnissen die verlangte Leistung knapp zu erreichen sei, so genüge ihm das nicht. Er verlange Umrechnung auf die schlechtesten üblicherweise noch vorkommenden Verhältnisse. — In Meereshöhe geht der Barometerstand merklich oft auf 735 mm QuS = 1 kg/cm² herab; je 10 m Höhe entsprechen rd. 1 mm Abnahme des Barometerstandes. Ungünstiger noch wirken sehr hohe Temperaturen, die man aber in unseren Gegenden nicht gleichzeitig mit sehr niedrigem Barometerstand anzunehmen braucht.

Es kommt auch darauf an, ob eine Maschine für Aufstellung an einem bestimmten Ort gekauft ist, oder ob sie listenmäßig bezogen wurde. Endlich kann es auch vorkommen, daß die bei einem Hub der Maschine zu leistende Arbeit selbst vom Barometerstand abhängig ist (§ 11); geschieht das dann ebenfalls linear mit dem Barometerstand, dann hat es keinen Sinn, die gerade zugesagte Höchstleistung anders als beim normalen Barometerstand zu verlangen. So liegen die Ver-



Digitized by Google

hältnisse beim Antrieb von Ventilatoren und Gebläsen. — Bei anormal niedrigen Drücken — Flugmotoren in großer Höhe — scheint das Drehmoment schneller als linear mit dem Luftdruck abzunehmen.

**97. Wärmeumsatz in der Gasmaschine.** Über den Verbleib der in die Gasmaschine hineingegebenen Energie gibt eine *Wärmebilanz* Auskunft, die auf der rechten Seite drei Posten aufführt: Der nutzbare Teil $Q_N$ wird als indizierte Leistung ausgewiesen; ein weiterer Teil $Q_W$ geht ins Kühlwasser über, dasselbe erwärmend; endlich läßt sich ein Teil $Q_A$ als in den Abgasen verblieben nachweisen. Die drei Posten zusammen sollten gleich der zugeführten Wärme sein.

Diese Posten lassen sich befriedigend exakt nachweisen. Man hat dazu, außer den bisher besprochenen Messungen, noch die folgenden auszuführen: Messung der Wassermenge $W$ und der Zu- und Ablauftemperaturen $t_1$ und $t_2$, Messung der Abgastemperatur $t_a$, sowie Analyse der Abgase. Keine der Messungen erfordert besondere Besprechung; höchstens wäre zu merken, daß man als Ablauftemperatur des Kühlwassers zweckmäßig nicht die mittlere der Versuchszeit einführt, sondern solange ein (natürlich nur schwacher bei genügender Einlaufdauer) Gang in den Ablesungen zu erkennen ist, nähert der Endwert besser den Beharrungswert an.

Die *ins Kühlwasser* gegangene Wärmemenge ist einfach

$$Q_W = W \cdot (t_2 - t_1) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (16)$$

mit $c = 1$ als der spezifischen Wärme des Wassers (Techn. Mess. § 104). Die *Abgaswärme* ist

$$Q_A = R_0 \cdot (t_2 - t') \cdot c_p \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (17)$$

hierin unter $t'$ die Zutrittstemperatur von Gas und Luft bzw. die Mischungstemperatur des Gasluftgemisches verstanden. $G_0 + L_0 = R_0$ kann als (reduziertes) Volumen der Abgase eingeführt werden, wenn eine Änderung des Volumens des Gemisches bei der Verbrennung nicht stattfindet; $c_p$ ist aus der Gasanalyse zu berechnen (Fig. 17, S. 95). Eventuell wird auch die Abgasmenge erst aus der Gasanalyse gefunden, wie das vom Kessel her bekannt ist (§ 31).

Als *Beispiel* für die gesamte Berechnung rechnen wir die Werte des Versuches 6 durch, wie schon bisher.

Aus der Gasaufnahme $G_0 = 12{,}79$ m³ $\left(\frac{0}{760}\right)$/st und dem Heizwert 4850 kcal/m³ $\left(\frac{0}{760}\right)$ folgt die aufgewendete Wärmemenge $Q_1 = 12{,}79 \cdot 4850 = 62\,000$ kcal/st.

Die indizierte Leistung 23,4 kW bedeutet eine Wärmemenge $Q_N = 23{,}4 \cdot 859 = 20\,100$ kcal/st; das sind $q_N = 32{,}4$ % von 62 000, gleich dem thermischen Wirkungsgrad.

Die Maschine erhielt 590 kg/st Kühlwasser von 7,9° C im Zulauf und 42,0° im Ablauf; die Wärmeaufnahme des Kühlwassers ist $Q_W = 590 \cdot (42{,}0 - 7{,}9) = 20\,100$ kcal/st oder $q_W = 32{,}4$ % von 62 000.

Die Gesamtaufnahme an Gas und Luft war 107,0 m³ $\left(\frac{0}{760}\right)$/st, die man etwa gleich der Abgasmenge, ebenfalls auf $\left(\frac{0}{760}\right)$ reduziert, setzen kann. Die Abgase hatten 434° C Temperatur. Die Luft hatte bei der Messung 21°, das Gas hatte 16° C gehabt. Man kann also die Ein-

Digitized by Google

führungstemperatur genügend genau (im folgenden stets) zu 20° ansetzen. Die Gasanalyse ergab

$k = 7{,}0\%\ CO_2$, dazu von 0 bis 434° die spez. Wärme 0,453 (Fig. 17, S. 95)
von 0 bis 20° „ „ „ 0,388
also von 20 bis 434°: $\frac{1}{414} \cdot (434 \cdot 0{,}453 - 20 \cdot 0{,}388) = 0{,}456$

$o = 8{,}2\%\ O$
$n = 84{,}8\%\ N$ } dazu von 20 bis 434° die spez. Wärme 0,312 kcal/°C · m³ $\left(\frac{0}{760}\right)$

100,0% trockenes Verbrennungsgas.

Ferner ergab sich bei der Verbrennung im Junkers-Kalorimeter eine Wassermenge von 0,98 kg Wasser als zu 1 m³ $\left(\frac{0}{760}\right)$ verbranntem Gas gehörig; das sind 0,98 : 0,805 = 1,22 m³ Wasserdampf aus 1 m³ verbrannten Gases oder $1{,}22 \cdot G_0$ m³ $\left(\frac{0}{760}\right)$ Wasserdampf auf die Abgasmenge $G_0 + L_0$, das wären $\frac{122 \cdot G_0}{G_0 + L_0}$ % bezogen auf feuchtes Abgas; bezogen auf trockenes Abgas dagegen ist der prozentuale Feuchtigkeitsgehalt $w = \frac{122 \cdot G_0}{G_0 + L_0} \cdot \frac{100 + w}{100}$; $w = \frac{1}{{}^1/_{122} \cdot (1 + L_0/G_0) - {}^1/_{100}}$. Für Versuch 6 wird der Wasserdampfgehalt

$w = 17{,}1\%\ H_2O$, dazu von 20 bis 434° die spez. Wärme 0,369

117,1% feuchtes Verbrennungsgas.

Die spezifische Wärme der feuchten Verbrennungsgase ist also

$$\frac{7{,}0 \cdot 0{,}456 + 93{,}0 \cdot 0{,}312 + 17{,}1 \cdot 0{,}369}{117{,}1} = 0{,}329 \text{ kcal/°C} \cdot \text{m}^3 \left(\frac{0}{760}\right).$$

Nun wird der Wärmemehrinhalt der Abgase gegenüber dem Wärmeinhalt des eingeführten Gemisches $Q_A = 0{,}329 \cdot (434 - 20) \cdot 107{,}0 = 14\,600$ kcal/st; das sind $q_A = 23{,}6\%$ von 62000.

Statt jedesmal die spezifische Wärme von 20 bis 434° zu berechnen, hätten wir kurzerhand die von 0° bis 434° gültige einführen können; auch dann bleibt die Rechnung noch unverhältnismäßig genau ausgeführt gegenüber der Tatsache, daß Abgas- und Gemischmenge nicht genau einander gleich sind, und in Anbetracht dessen, daß man bei dem intermittierenden Auspuff schwerlich sauber die durchschnittliche Temperatur der Abgase mißt.

Trotz dieser Bedenken stimmt die Wärmebilanz befriedigend. Wir stellen zusammen:

| Hinein: | | Heraus: | | |
|---|---|---|---|---|
| Heizwert des Gases 62000 kcal = 100% | | Indizierte Leistung | 20100 kcal = | 32,4% |
| | | Ins Kühlwasser | 20100 „ = | 32,4 „ |
| | | In den Abgasen | 14600 „ = | 23,6 „ |
| | | Fehlbetrag $\Delta$ | 7200 „ = | 11,6 „ |
| 62000 kcal = 100% | | | 62000 kcal = | 100,0% |

In Tabelle 53 und in Fig. 141 sind die Versuchs- und Auswertungsergebnisse der übrigen Versuche zusammengestellt. Mit abnehmender Leistung sinkt die Ablauftemperatur des Kühlwassers — dessen Menge



Digitized by Google

unverändert blieb — und die Temperatur der Abgase. Es sinken daher die beiden entsprechenden Wärmemengen, allerdings beide langsamer als die Leistung. Prozentual bleibt stets etwa gleich viel in den Abgasen, und was der thermische Wirkungsgrad kleiner wird, geht mehr in das Kühlwasser — sogar reichlich mehr, denn der Fehlbetrag $\Delta$ wird, absolut und prozentual, immer kleiner, je mehr die Leistung sinkt, er wird schließlich sogar negativ ausgewiesen. Das kann zum Teil daraus erklärt werden, daß die *Kolbenreibung in der Wärmebilanz stets doppelt berechnet* wird — erstmals in der indizierten Leistung, von der sie dann abgeht, sich in Wärme umsetzt und dann im Kühlwasser bzw. in den Abgasen nochmals gemessen wird. Zweifellos macht die Kolbenreibung einen erheblichen Bruchteil des Getriebeverlustes aus, und der ist bei der Maschine nach Tabelle 49 und 50, Fig. 138 rund 8 kW oder 7300 kcal/st. Der negative Fehlbetrag ist also aus der Kolbenreibung wohl zu erklären. — Der Fehler der Wärmebilanz aus der Kolbenreibung ist bei der Dampfmaschine ebenso vorhanden, nur dort von geringerem Einfluß als bei der Gasmaschine mit ihren zahlreichen und stark gespannten Kolbenringen.

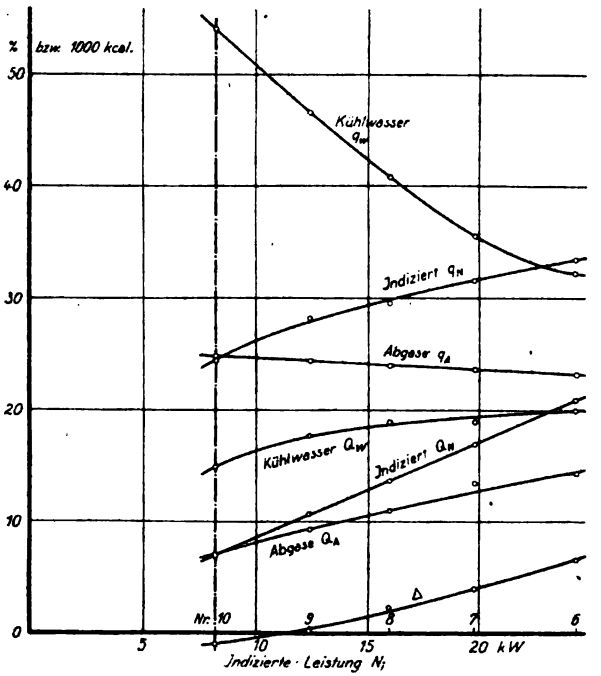



**Fig. 141. Wärmeverbleib der Gasmaschine bei wechselnder Belastung.**

Als Ursache dafür, daß die Summe der nachweisbaren Verbleibszahlen die im Brennstoff eingeführte Wärmemenge übersteigt, kommt ferner stets die *Verbrennung des zur Kolbenschmierung eingeführten Schmieröles* in Betracht; soweit dieses verbrennt, tritt seine Wärmeerzeugung zu der des Brennstoffes hinzu, und bei reichlicher Schmierung kann sein Anteil wohl von Einfluß sein — wie ja denn reichliche Schmierung ein beliebtes Mittel zur Erzielung guter Wirkungsgrade ist (§ 12).

Andererseits sollte der Fehlbetrag auch noch der *Wärmeabgabe des Kühlmantels* nach außen Genüge leisten. Die äußere Oberfläche der betreffenden Gasmaschine mag 1,3 m² sein. Bei Wasserheizkörpern rechnet man mit einer Wärmeabgabe von $\sim 7$ kcal/° C · m² · st; wie

Digitized by Google

Tabelle 53. Wärmeumsatz in der Gasmaschine bei wechselnder Leistung, auf die Stunde bezogen.

| | Versuch Nr. | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Drehzahl $n$ . . . . . /min | 186,2 | 189,8 | 190,3 | 191,1 | 192,6 |
| 2 | Gasaufnahme $G_0$. . . . $m^3\binom{0}{760}$/st | 12,79 | 11,07 | 9,52 | 7,85 | 5,89 |
| 3 | Wärmewert $Q_1 = 4850 \cdot G_0$ 1000 kcal/st | 62,0 | 53,7 | 46,2 | 38,1 | 28,6 |
| 4 | Indizierte Leistung $N_i$ . . . . kW | 23,4 | 19,8 | 16,0 | 12,4 | 8,2 |
| 5 | Wärmewert $Q_N$ . . . 1000 kcal/st | 20,1 | 17,0 | 13,7 | 10,8 | 7,0 |
| 6 | „ $q_N$ . . . . . % | 32,4 | 31,7 | 29,7 | 28,4 | 24,5 |
| 7 | Kühlwassermenge $W$ . . . kg/st | 590 | 612 | 604 | 604 | 600 |
| 8 | Zulauftemperatur $t_1$ . . . . °C | 7,9 | 8,0 | 8,0 | 8,0 | 8,0 |
| 9 | Ablauftemperatur $t_2$ . . . . . „ | 42,0 | 39,0 | 39,4 | 37,5 | 33,8 |
| 10 | Wärmeaufnahme des Wassers $Q_W$ 1000 kcal/st | 20,1 | 19,1 | 19,0 | 17,8 | 15,5 |
| 11 | „ $q_W$ . . . . % | 32,4 | 35,6 | 41,0 | 46,7 | 54,2 |
| 12 | Luftaufnahme $L_0$ . . . $m^3\binom{0}{760}$/st | 94,2 | 86,3 | 77,8 | 68,1 | 54,9 |
| 13 | Gesamtaufnahme $G_0 + L_0$ „ | 107,0 | 97,4 | 87,3 | 76,0 | 60,8 |
| | Abgasanalyse: | | | | | |
| 14 | $CO_2$-Gehalt $= k$ . . . . . % | 7,0 | 6,4 | 6,4 | 5,9 | 5,3 |
| 15 | O- „ $= o$ 100% . . . „ | 8,2 | 9,2 | 9,5 | 9,9 | 10,9 |
| 16 | N- „ $= n$ . . . . . „ | 84,8 | 84,4 | 84,1 | 84,2 | 83,8 |
| 17 | $H_2O$- „ $= w$ . . . . . „ | 17,1 | 16,1 | 15,3 | 14,4 | 13,4 |
| 18 | Temperatur der Abgase $t_a$ . . °C | 434 | 426 | 413 | 402 | 387 |
| 19 | Eintrittstemperatur des Gases $t'$ „ | 16 | 16 | 17 | 17 | 18 |
| 20 | Eintrittstemperatur der Luft $t''$ „ | 21 | 21 | 21 | 21 | 22 |
| 21 | Spezifische Wärme der Abgase — | 0,329 | 0,327 | 0,327 | 0,326 | 0,325 |
| 22 | Wärmeüberschuß der Abgase $Q_A$ 1000 kcal/st | 14,6 | 12,9 | 11,2 | 9,4 | 7,2 |
| 23 | „ $q_A$ . . . . % | 23,6 | 24,0 | 24,2 | 24,7 | 25,2 |
| 24 | Fehlbetrag $\Delta$ . . . . 1000 kcal/st | 7,2 | 4,7 | 2,3 | 0,1 | —1,1 |
| 25 | „ $\Delta$ . . . . . % | 11,6 | 8,7 | 5,1 | 0,2 | —3,9 |

weit sich diese Zahl durch Spachtelung und Anstrich sowie durch Ölbelag vermindert, steht dahin. Bei 20° Raumtemperatur beträgt also überschläglich die Wärmemenge, die vom Kühlwasser zwar angenommen, aber vor erfolgter Messung wieder abgegeben wird

bei Versuch 6: $7 \cdot 1{,}3 \cdot (42{,}0 - 20) = 200$ kcal/st $= 0{,}32\%$ von 62000
„ „ 10: $7 \cdot 1{,}3 \cdot (33{,}8 - 20) = 125$ kcal/st $= 0{,}44\%$ von 28600.

Die Wärmeabgabe der Gasmaschine ist also relativ unbedeutend.

Einigen Einwendungen gegen die Wärmebilanz und einer großen Anzahl von Messungen und Rechnungen entgeht man, wenn man den Wärmeinhalt der Abgase direkt bestimmt mittels des *Abgaskalorimeters*[1]). Bei diesem wird der Wärmeinhalt der Abgase unmittelbar durch Übertragung auf Wasser festgestellt. Die Bauweise des Kalorimeters entspricht der der Kondensatoren. Man kann in einem Oberflächenapparat die Wärme auf Wasser übertragen; die Oberfläche muß reich-

[1]) Staus, Z. d. V. D. I. 1902, S. 649. Neuerdings baut man Abgas-Wasserwärmer für Gasmaschinen, die als Kalorimeter dienen können; Z. d. V. D. I. 1911, S. 673.

Digitized by Google

lich sein, damit die Gase weit genug abgekühlt werden und damit der Wärmerest in ihnen nur eine mäßige Korrektion ergibt. Konstruktiv einfacher wird ein Rieselkalorimeter, bei dem die Abgase durch einen Regen von Wassertropfen gelassen werden, an den sie ihre Wärme abgeben. Die Wassermenge muß wieder reichlich sein, damit das Gas so ausgekühlt wird, daß nicht wesentliche Mengen Wassers in Dampfform mitgerissen werden. — Wassermenge und Temperaturerhöhung werden in üblicher Weise gemessen.

**98. Einfluß der Zündungszeit.** Um durch eine Versuchsreihe den Einfluß der Zündungszeit auf die Wirtschaftlichkeit und auf die erzielbare Leistung zu ermitteln, wird die Zündung, von normaler Zündung beginnend, zunächst mehr und mehr verfrüht, sodann mehr und mehr verspätet eingestellt. Dabei kann man die Leistung der Maschine unverändert halten, wie es im praktischen Betriebe einer vorhandenen Anlage der Fall ist; man kann aber auch die Maschine jedesmal mit der höchsten zu erzielenden Leistung belasten, wenn man feststellen will, wie die Höchstleistung vom Zündungszeitpunkt abhängt. Bei den Versuchen wird der Gasverbrauch abgelesen, um die Wirtschaftlichkeit festzustellen. Der Luftverbrauch kann gemessen oder der Luftüberschuß durch Analyse bestimmt werden, weil bei allen Versuchen das gleiche Mischungsverhältnis beibehalten werden sollte, damit nicht der Einfluß wechselnden Mischungsverhältnisses den Einfluß der Zündung überdeckt. Empfehlenswert ist Messung der Abgastemperatur.

Durch *Vorversuch* ist festzustellen, welche Kurbelstellung den verschiedenen Einstellungen der Verstelleinrichtung als Zeitpunkt des Abreißens zugeordnet ist; im allgemeinen ist die Verstelleinrichtung mit einer empirischen Teilung versehen, sonst versieht man sie damit. Bei der Kerzenzündung mit Abreißen des Primärstromes ist die Zeit des Abreißens zugleich die der Zündung; den Augenblick des Abreißens beobachtet man, indem man einen dünnen Papierstreifen in den geschlossenen Unterbrecher klemmt, die Maschine langsam dreht und aufpaßt, wann der Streifen lose wird. Die älteren Zündvorrichtungen, die den hochgespannten Strom im Innern des Zylinders unterbrechen, pflegen einen Hebel abzureißen und durch seinen Schlag zugleich den Anker betätigen zu lassen, der vor dem Magneten spielt; bei ihnen ist es noch nötig, die Zeit festzustellen zwischen dem Abschnappen des Hebels und dem Ziehen des Funkens, die einen immerhin merklichen Bruchteil einer Sekunde auszumachen pflegt. Man kann dazu den Weg des abreißenden Hammers auf eine umlaufende Trommel aufschreiben lassen, oder auch nur einen elektrischen Kontakt vom Hammer öffnen lassen, der dann ein Wagenersches Markenschreibzeug (Techn. Mess. § 88) betätigt; so wie zur Bestimmung der Nacheilung des Markenschreibzeuges selbst, so kann man auch hier einmal die Marke auf langsam bewegter Trommel, ein zweites Mal auf der Trommel schreiben lassen, die mit bekannter Geschwindigkeit umläuft; die Marken müssen auf einer Trommel geschrieben werden, die mit der Auslösung starr gekuppelt ist, etwa auf einem Kuppelflansch der Steuerwelle. Der Unterschied beider Markenstellungen ist die Nacheilung von Abreißer

Digitized by Google

und Schreibzeug; die bekannte Nacheilung des Schreibzeuges wird davon abgezogen.

So war bei einem Versuch (Nr. 51, Tab. 54) die Zündung auf Strich 1 der empirischen Skala eingestellt; dem entspricht, nach dem Ergebnis der

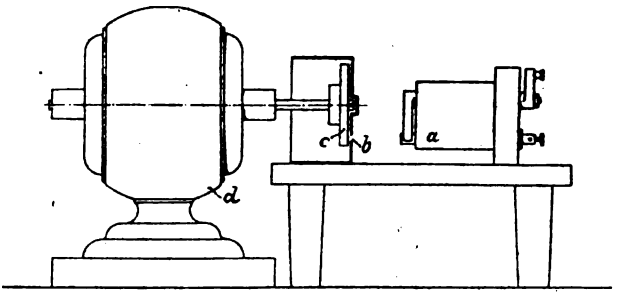



Fig. 142. Anordnung zur Bestimmung der Funkendauer[1]).

Auskurbelung, daß der Zündapparat bei 3° vor dem Totpunkt abreißt, wir sagen bei $z' = -3°$. Durch einen Versuch wie eben beschrieben war ermittelt worden, daß vom äußeren Abreißen der Zündung bis zum Ziehen des Funkens im Zylinder 0,025 = $^1/_{40}$ sek vergeht; bei der Drehzahl $n = 171{,}3$/min bedingt diese Zeit einen Drehwinkel $\frac{360 \cdot 0{,}025 \cdot 171{,}3}{60} = 25{,}7°$, um den die Zündung dem Abreißen nacheilt. Bei dem besprochenen Versuch wäre also die Zündung bei $z = +22{,}7°$ hinter dem Totpunkt erfolgt. Diese Ermittlung läßt sich für jeden Strich der Abreißskala und für jede Drehzahl machen — wobei man bei den kleinen Änderungen der Drehzahl, die dem natürlichen Abfall des steigenden Reglers entsprechen, gelegentlich eine konstante Nacheilung einführen wird.

Fig. 143. Zur Bestimmung der Funkendauer[1]).

Die Dauer des Zündfunkens ist nicht unmerklich; um seine Dauer ist man über die Zeit im Unklaren, wann die Zündung das Gemisch ergreift. Man kann[1]) die Dauer des Funkens nach Fig. 142 feststellen, indem man den Zündapparat herausnimmt und dicht gegenüber einer Scheibe *c* aufstellt, Fig. 142, die durch einen Elektromotor *d* in schnellen Umlauf versetzt wird, und auf deren Stirnfläche ein Blatt Bromsilberpapier gespannt wird. Der Versuch wird im Dunkeln bei roter Lampe gemacht, und man bedeckt Scheibe und Zünder mit einem Pappkästchen. Durch ein einfaches Hebelwerk wird der Zün-

[1]) Borth, Z. d. V. D. I. 1908, S. 523 oder Forschungsarbeiten Heft 54.

Digitized by Google

der $a$ in gleicher Weise zum Abreißen gebracht, wie im Betriebe. Dadurch ergibt sich auf dem Papier, vom Lichtschein des Funkens durch den Schlitz $b$ hindurch erzeugt, ein schwarzer Streifen, dessen Länge man mißt. Aus ihr und der Umlaufzahl der Scheibe findet sich die Zeit, die der Funken dauert, und auch einigermaßen der Verlauf seiner Intensität.

So ergibt sich aus den Bromsilberblättern $a$ und $c$, Fig. 143, eine Dauer des Funkens

$$\frac{60}{360} \cdot \frac{60}{1600} = 0{,}0062 \text{ sek bzw. } \frac{100}{360} \cdot \frac{60}{2800} = 0{,}0059 \text{ sek}$$

im Mittel 0,006 sek, bei einer Drehzahl der Gasmaschine $n = 171{,}3$/min entspricht das einem Drehwinkel von 6°. Können wir auch annehmen, daß die Zündung des Gemisches um das erste Drittel herum erfolgt, so bleibt die Unsicherheit doch immerhin merklich.

Natürlich sind diese Versuche nur einmal für einen bestimmten Zündapparat als Fundamentalversuch auszuführen. Nach

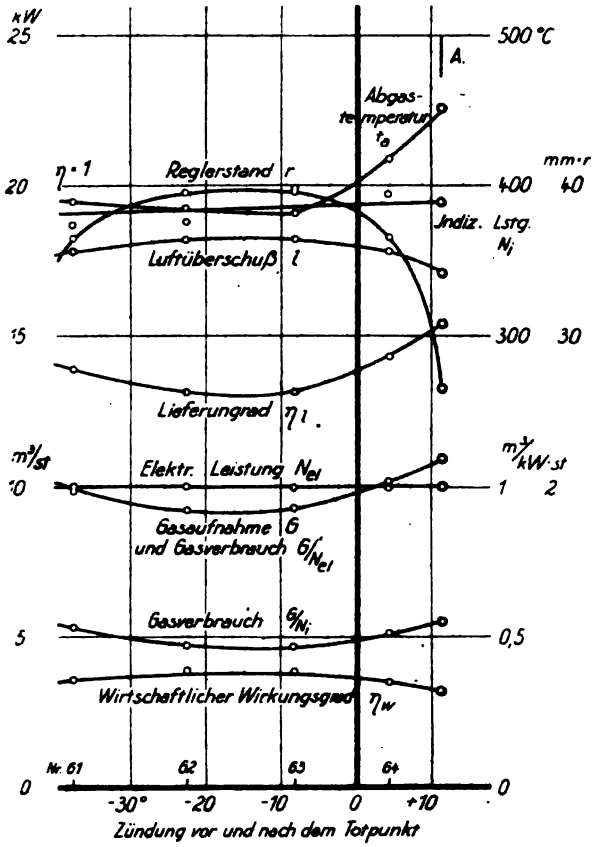



Fig. 144.

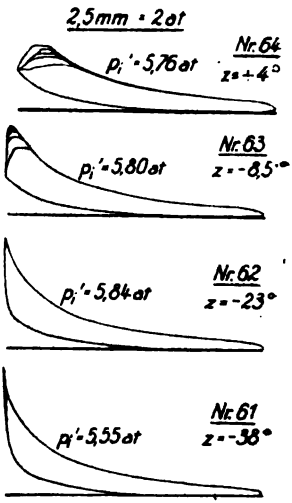



Fig. 145. 2/5 nat. Gr.

Fig. 144 und 145. Gasmaschine bei wechselnder Zündungszeit, Leistung unverändert.

Vornahme desselben ist bekannt, wieviel Zeit nach dem Auslösen, also bei gegebener Drehzahl der Maschine auch, wieviel Grade vor oder hinter dem Totpunkt die Zündung im Zylinder eintritt. —

Digitized by Google

Im Indikatordiagramm Fig. 145 und 147 macht sich der wechselnde Zündungspunkt deutlich kenntlich. Bei Versuch Nr. 51 wo, wie eben berechnet, $z = +23°$ ist, wird zunächst die Kompression ein kurzes Stück abwärts wieder durchlaufen, bevor die Drucksteigerung beginnt; diese kann dann überdies, wegen des schon schnell voreilenden Kolbens, nicht sehr erheblich werden, die Drucksteigerung wird flau. Im Gegensatz dazu setzt im Diagramm Nr. 61 die Drucksteigerung ersichtlich vor dem Totpunkt ein: es ist $z = -38°$. Das Diagramm erhält eine scharfe Spitze im, ja vor dem Totpunkt mit nachfolgender Schleife; die hohen, entgegen der Einwärtsbewegung des Kolbens auftretenden Drücke bewirken unruhigen Gang, die sich übrigens auch als Druckwechsel im unrechten Punkt in einer graphischen *Darstellung der Getriebedrucke* nachweisen ließen.

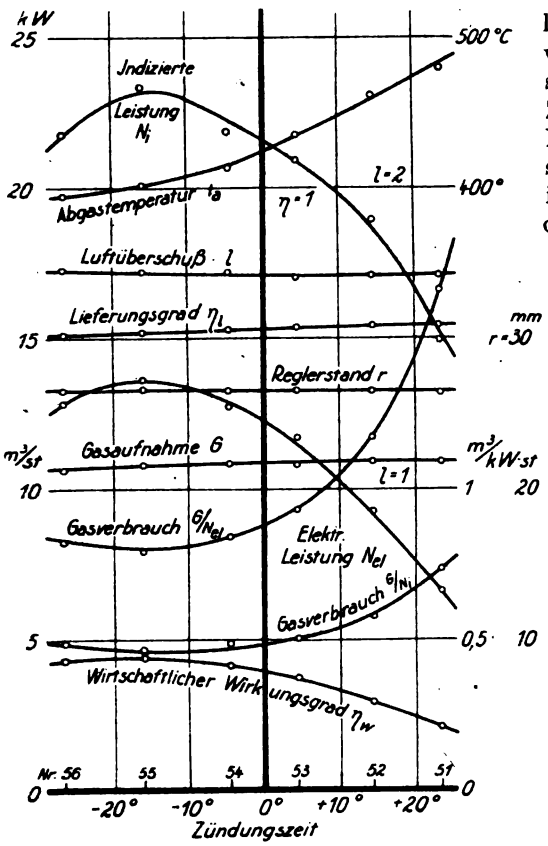



Fig. 146.

Betreffs der Wirtschaftlichkeit läßt sich folgendes vorhersehen: Weder bei zu später noch bei zu früher Zündung kommt die der Maschine eigene Kompression voll zur Geltung, denn im einen Fall ist die Verdichtung im Augenblick der

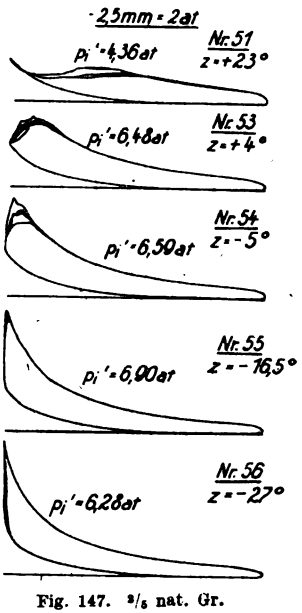



Fig. 147. 2/5 nat. Gr.

Fig. 146 und 147. Gasmaschine bei wechselnder Zündungszeit, Belastungsgrad unverändert.

Zündung und daher der Wärmezufuhr bereits wieder herabgegangen, im anderen Fall ist sie noch nicht erreicht. Da nun aber (§ 105) der Gütegrad des Kreisprozesses mit dem Verdichtungsverhältnis steigt, so

Digitized by Google

ist zu erwarten, daß bei zu früher wie bei zu später Zündung die Wirtschaftlichkeit zurückgeht.

Das zeigen denn auch die Versuchsreihen, die durch Tabelle 54 und Fig. 144 und 146 gegeben sind. Einmal ist die Leistung konstant gehalten, ein zweites Mal der Reglerstand und daher die Füllung. Jeder der Versuche ist ausgeführt worden, wie in den bisherigen Paragraphen beschrieben. Die Wirtschaftlichkeit wird bei beiden Reihen am besten bei Zündung etwa 15° oder 0,014 sek vor dem Totpunkt. Bei konstanter Leistung wird der *günstigste Zustand gekennzeichnet durch die geringste Temperatur $t_a$ der Auspuffgase.* Auch hinsichtlich der erzielbaren Leistung ist die Zündung etwa 15° oder 0,014 sek vor dem Totpunkt am günstigsten.

Den günstigsten Verhältnissen entspricht die *günstigste Diagrammform* Nr. 55, Fig. 147, jedoch sind Nr. 62 und 63, Fig. 145, in der Wirtschaftlichkeit und Höchstleistung kaum minderwertig, letztere aber hat den Vorteil sanfteren Maschinenganges.

Die Wärmebilanzen in Tabelle 54 und Fig. 148 zeigen nichts Bemerkenswertes.

Tabelle 54. Einfluß des Zündungszeitpunktes auf

| | Versuch Nr. | | Leistung $N_{el}$, konstant 10 kW | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | 64 | 68 | 62 | 61 |
| 1 | Abreißen der Zündung vor — | ° | — 22 | — 34,5 | — 49 | — 64 |
| 2 | Ungef. Zündzeitpunkt nach + | dem Totpunkt ° | + 4 | — 8,5 | — 23 | — 38 |
| 3 | Elektrische Leistung $N_{el}$ | kW | 9,98 | 9,98 | 10,0 | 10,0 |
| 4 | Indizierte Leistung $N_i$ | „ | 19,9 | 19,7 | 19,9 | 18,7 |
| 5 | Reglerstellung $r$ | mm | 36,5 | 39,5 | 39 | 36,5 |
| 6 | Drehzahl $n$ | /min | 177,8 | 178,6 | 178,6 | 178,1 |
| 7 | Gasaufnahme reduziert $G_0$ | m³/st | 10,15 | 9,24 | 9,22 | 9,88 |
| 8 | Gasverbrauch $G_0/N_{el}$ | m³/kW · st | 1,017 | 0,926 | 0,922 | 0,988 |
| 9 | „ $G_0/N_i$ | „ | 0,510 | 0,469 | 0,464 | 0,529 |
| 10 | Luftüberschußziffer $l$ | — | 1,78 | 1,82 | 1,82 | 1,78 |
| 11 | Lieferungsgrad $\eta_l$ | — | 0,715 | 0,659 | 0,658 | 0,693 |
| 12 | Abgastemperatur $t_a$ | °C | 418 | 381 | 385 | 389 |
| | Wärmebilanz: | | | | | |
| 13 | Verfügbare Wärmemenge $Q_1$ | 1000 kcal/st | 49,2 | 44,8 | 44,7 | 47.9 |
| 14 | Nachweisbar als indizierte Leistung $Q_N$ | „ | 17,1 | 17,0 | 17,0 | 16.0 |
| 15 | „ im Kühlwasser $Q_W$ | „ | 18,4 | 18,1 | 18,8 | 19.4 |
| 16 | „ in den Abgasen $Q_A$ | „ | 12,2 | 10,2 | 10,3 | 10.9 |
| 17 | Restbetrag $\Delta$ | „ | 1,5 | — 0,5 | — 1,4 | 1,6 |
| 18 | Nachweisbar als indizierte Leistung $q_N$ | % | 34,8 | 37,8 | 38,2 | 33,4 |
| 19 | „ im Kühlwasser $q_W$ | „ | 37,4 | 40,4 | 41,9 | 40,5 |
| 20 | „ in den Abgasen $q_A$ | „ | 24,8 | 22,8 | 23,0 | 22.8 |
| 21 | Restbetrag $\delta$ | „ | 3,0 | — 1,0 | — 3,1 | 3.3 |

Digitized by Google

**99. Einfluß des Mischungsverhältnisses.** Das Verhältnis, in dem Gas und Verbrennungsluft der Maschine zugeführt werden, beeinflußt die Diagrammform, indem sich je nach der Zusammensetzung der Mischung die Geschwindigkeit verändert, mit der die Zündung sich durch die brennbare Masse fortpflanzt.

Eine willkürliche Änderung des Mischungsverhältnisses kann man herbeiführen durch Drosseln einerseits des Luft- und andererseits des Gaszutrittes. Der Gaszutritt wird einen Hahn haben, der direkt zum Regeln dienen kann, nötigenfalls ist er genügend fein stellbar zu machen und mit Skala zu versehen. Wo die Luft durch eine besondere Leitung entnommen wird, kann man Drosselflansche in diese setzen oder besser eine Drosselklappe in sie einbauen. Wenn kleinere Maschinen die Luft durch ihr Gehäuse hindurchsaugen, so verschließt man nach Bedarf einige der Löcher, durch die die Luft in den Rahmen eintritt. Voraussetzung ist allerdings, daß die Querschnitte für den jeweils anderen Bestandteil groß genug sind, damit nicht ein allzu erheblicher Unterdruck im Zylinder entsteht, wenn der Zylinder sich überwiegend mit jenem anderen Bestandteil — Luft oder Gas — füllen muß. Im Notfalle wäre hier Abhilfe zu schaffen.

den Gang der Gasmaschine.

Etwa Höchstleistung, Regler Strich 28,5

| 51 | 58 | 55 | 56 |
|---|---|---|---|
| — 3 | — 22 | — 42,5 | — 53 |
| + 23 | + 4 | — 16,5 | — 27 |
| 6,62 | 11,65 | 13,6 | 12,8 |
| 14,9 | 21,7 | 23,4 | 21,7 |
| 26,5 | 26,5 | 26,5 | 26,5 |
| 171,3 | 170;8 | 173,2 | 171,4 |
| 10,95 | 10,86 | 10,80 | 10,57 |
| 1,654 | 0,932 | 0,794 | 0,825 |
| 0,735 | 0,500 | 0,462 | 0,487 |
| 1,71 | 1,70 | 1,72 | 1,73 |
| 0.771 | 0,766 | 0,757 | 0,753 |
| 479 | 434 | 401 | 394 |
| 53,1 | 52,7 | 52,4 | 51,3 |
| 12,8 | 18,6 | 20,1 | 18,6 |
| 20,0 | 19,4 | 19,5 | 19,8 |
| 14,7 | 13,1 | 12,0 | 11,6 |
| 5,6 | 1,6 | 0,8 | 1,3 |
| 24,0 | 35,4 | 38,4 | 36,3 |
| 37,7 | 36,8 | 37,2 | 38,6 |
| 27,7 | 24,9 | 23,0 | 22,5 |
| 10,6 | 2,9 | 1,4 | 2,6 |

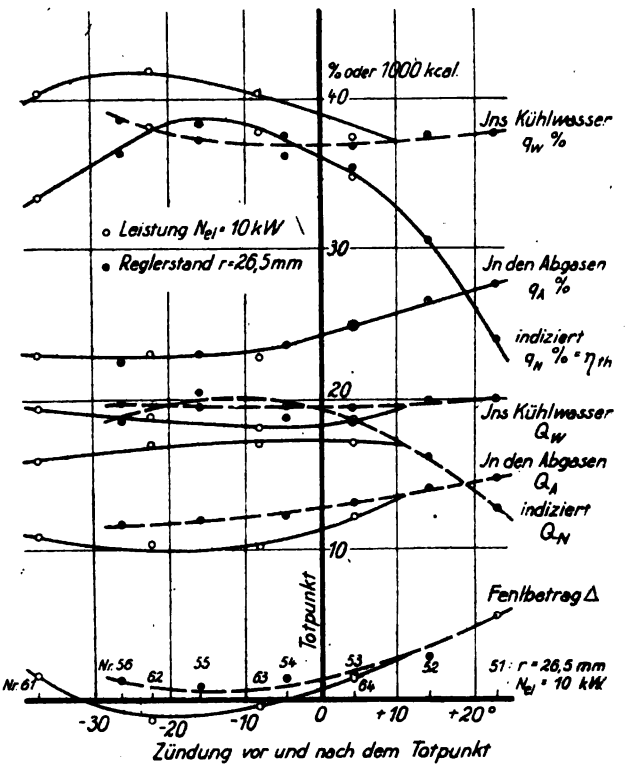



Fig. 148. Wärmeverbleib der Gasmaschine bei verschiedenem Zündungszeitpunkt.

Digitized by Google

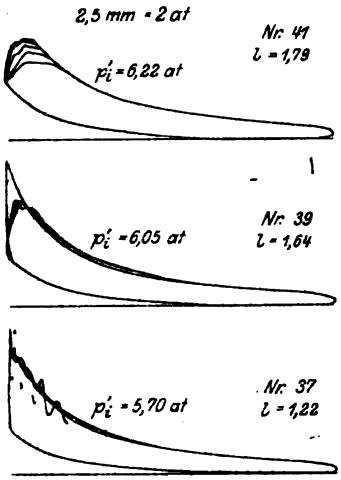



Fig. 149. Diagramme der Gasmaschine bei verschiedenem Mischungsverhältnis (Luftüberschuß). Leistung unverändert. 1/2 nat. Gr.

Auf diese Weise kann man das Mischungsverhältnis in sehr weiten Grenzen verändern. Die *Grenzen der Änderung* sind dadurch gegeben, daß bei Annäherung an die theoretisch richtige Mischung — Luftüberschußzahl $l = 1$ — die Ladung zu brisant wird, der Maschinengang unruhig wird und Bedenken erregt; die andere Grenze wird erreicht, wenn bei immer schwächerer Mischung entweder die Grenze der Zündfähigkeit eintritt, so daß Zündungen aussetzen, oder aber je nach Umständen schon vorher der Leerlauf erreicht ist.

Die *Diagrammform* verändert sich charakteristisch in dem Sinn, daß die Zündung um so schneller durchschlägt, daß die Ladung um so brisanter wird, je mehr wir uns dem Luftüberschuß $l = 1$ nähern. Die Diagramme werden spitzer, Fig. 149, aber gegenüber den Reihen Fig. 145 und 147

Tabelle 55. Verhalten einer Gasmaschine bei wechselndem Gasge-

Zündung unverändert: Abreißen — 25,5°,

| | Versuch Nr. | Leistung unverändert | | | Fül- |
|---|---|---|---|---|---|
| | | 37 | 39 | 41 | 43 |
| 1 | Luftüberschußziffer $l$ . . . . . — | 1,22 | 1,64 | 1,79 | 1,27 |
| 2 | Elektrische Nutzleistung $N_{el}$ . . . . kW | 13,0 | 13,05 | 13,0 | 15,6 |
| 3 | Reglerstand $r$ . . . . . mm | 40,5 | 37 | 28,5 | 37 |
| 4 | Gasaufnahme $G_0$ . . . . . $m^3$/st | 11,4 | 10,8 | 10,6 | 12,9 |
| 5 | Gasverbrauch $G_0/N_{el}$ . . . . $m^3$/kW · st | 0,879 | 0,826 | 0,814 | 0,826 |
| 6 | Indizierte Leistung $N_i$ . . . . . kW | 19,8 | 21,0 | 20,8 | 23,7 |
| 7 | Gasverbrauch $G_0/N_i$ . . . . . $m^3$/kW · st | 0,580 | 0,512 | 0,508 | 0,543 |
| 8 | Drehzahl $n$ . . . . . /min | 179,6 | 180,0? | 173,2 | 178,1 |
| 9 | Lieferungsgrad $\eta_l$ . . . . . — | 0,571 | 0,696 | 0,769 | 0,674 |
| 10 | Abgastemperatur $t_a$ . . . . . °C | 452 | 431 | 419 | 445 |
| | Abgasanalyse: | | | | |
| 11 | Gehalt $k$ an $CO_2$ . . . . . % | — | — | — | 9,0 |
| 12 | Gehalt $k + o$ an $CO_2$ und $O_2$ . . . „ | — | — | — | 13,3 |
| | Wärmebilanz: | | | | |
| 13 | Im Brennstoff verfügbar $Q_1$ . . 1000 kcal | 55,4 | 52,2 | 51,3 | 62,5 |
| 14 | Nachgewiesen: Leistung $Q_N$ . . „ | 17,0 | 18,0 | 17,9 | 20,4 |
| 15 | „ im Kühlwasser $Q_W$ „ | 20,3 | 17,5 | 16,6 | 20,1 |
| 16 | „ in den Abgasen $Q_A$ „ | 11,0 | 12,5 | 12,8 | 12,6 |
| 17 | Fehlbetrag $\Delta$ . . . . . „ | 7,1 | 4,2 | 4,0 | 9,4 |
| 18 | Nachgewiesen: Leistung $q_N$ . . . . % | 30,5 | 34,5 | 34,9 | 32,6 |
| 19 | „ im Kühlwasser $q_W$ . . . „ | 36,7 | 33,5 | 32,4 | 32,2 |
| 20 | „ in den Abgasen $q_A$ . . „ | 19,8 | 24,0 | 25,0 | 20,1 |
| 21 | Fehlbetrag $\delta$ . . . . . „ | 13,0 | 8,0 | 7,7 | 15,1 |

Digitized by Google

mit verschiedener Zündung können dennoch Verwechslungen nicht auftreten. Die Zündung setzt diesmal sichtlich gleichmäßig, ziemlich genau im Totpunkt ein, nur eben verläuft die Verbrennung verschieden schnell. Nur bei Versuch

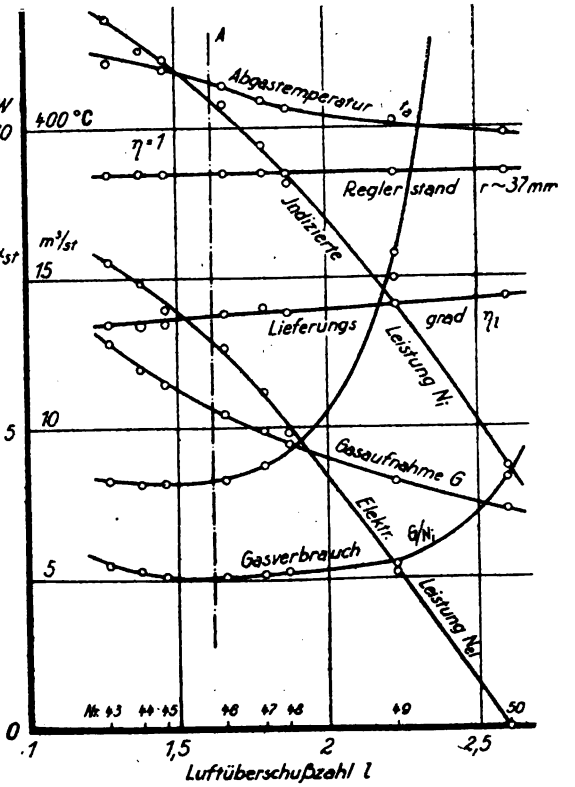



Fig. 150 und 151. Gasmaschine bei wechselndem Mischungsverhältnis, Zündung unverändert.

Fig. 150. Bei konstantem Belastungsgrad.

misch (Luftüberschuß). Zünden etwa +5°.

ung unverändert

| 44 | 46 | 48 | 50 |
|---|---|---|---|
| 1,38 | 1,66 | 1,87 | 2,60 |
| 14,8 | 12,7 | 9,6 | 0 |
| 37 | 37 | 37 | 37 |
| 12,0 | 10,5 | 9,4 | 7,3 |
| 0,808 | 0,826 | 0,982 | ∞ |
| 22,6 | 20,8 | 18,1 | 8,7 |
| 0,525 | 0,504 | 0,520 | 0,835 |
| 178,8 | 178,3 | 178,8 | 178,4 |
| 0,672 | 0,692 | 0,691 | 0,719 |
| 445 | 429 | 413 | 396 |
| 8,5 | 6,6 | 5,7 | 3,7 |
| 14,0 | 15,3 | 16,1 | 17,8 |
| 58,0 | 50,9 | 45,7 | 35,3 |
| 19,4 | 17,9 | 15,6 | 7,4 |
| 18,7 | 18,0 | 16,1 | 12,4 |
| 12,5 | 12,2 | 11,7 | 11,4 |
| 7,4 | 2,8 | 2,3 | 4,1 |
| 33,5 | 35,2 | 34,0 | 21,1 |
| 32,3 | 35,4 | 35,2 | 35,3 |
| 21,6 | 24,0 | 25,6 | 32,3 |
| 12,6 | 5,4 | 5,2 | 11,3 |

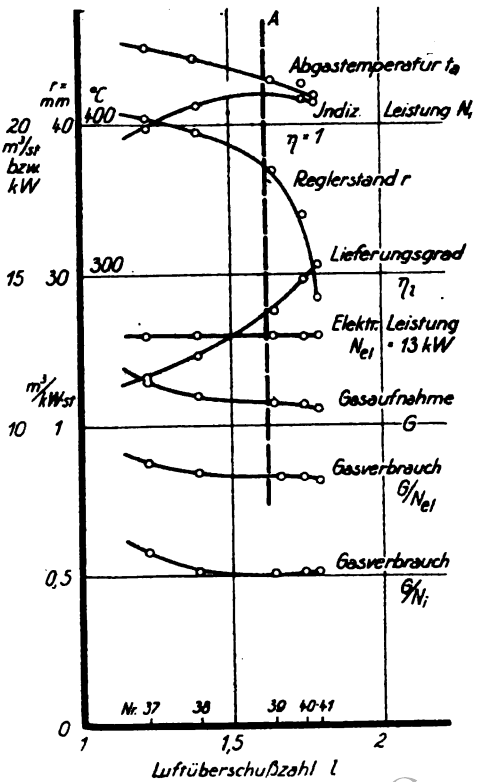



Fig. 151. Bei unveränderter Leistung.

Digitized by Google

Nr. 39 ist ein Hub vorgekommen, bei dem das Gemisch durch irgendeine Ursache vorzeitig gezündet worden war, wie man deutlich sieht — vielleicht durch eine glimmende Rußflocke, die dann durch die scharfe Verbrennung fortgeblasen zu werden scheint.

Dieser Veränderung der Diagrammform entsprechen Änderungen der Wirtschaftlichkeit, die durch Tabelle 55 und Fig. 150 und 151 gegeben sind. Wird zunächst *bei konstanter Leistung* $N_{el}$ der Luftüberschuß gesteigert, Fig. 151, so bleibt die Gasaufnahme $G_0$ annähernd unverändert, doch sinkt sie ein wenig; die Wirtschaftlichkeit des Satzes wird also in denselben engen Grenzen verbessert. Allerdings gilt das nur bezogen auf $N_{el}$; dagegen nimmt $N_i$ in demselben Sinne ab wie $G_0$, so daß sich daher $G_0/N_i$ und der thermische Wirkungsgrad kaum verändern. Die Auspufftemperatur nimmt in etwa gleichem Maße ab, ist auch hier wieder ein Anhalt für den günstigsten Betrieb. Der Regler geht abwärts und fällt bereits so schroff, daß demnach die Leistung $N_{el} = 13$ kW nur bei Luftüberschußzahlen bis zu $l = 1{,}8$ erreichbar ist.

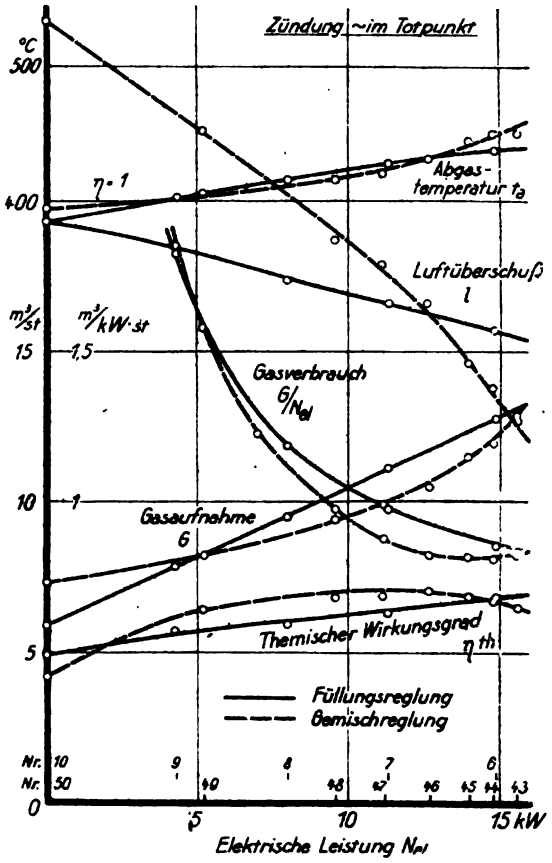



Fig. 152. Vergleich zwischen Füllungs- und Gemischregelung an der Gasmaschine.

Wird andererseits der *Reglerstand festgehalten*, Fig. 150, so daß demnach die Füllung und der volumetrische Wirkungsgrad unverändert bleiben, so fällt mit zunehmendem Luftüberschuß die Leistung, natürlich aber auch die Gasaufnahme. Beides geschieht in solchem Verhältnis, daß der Gasverbrauch $G_0/N_i$ und ähnlich $G_0/N_{el}$ über einen weiten Bereich hin fast konstant bleiben; bei sehr großem Luftüberschuß allerdings nimmt die Wirtschaftlichkeit ab, und zwar muß $G_0/N_{el}$ bei $l = 2{,}6$ unendlich werden, weil dort $N_{el} = 0$ ist. Die Abgastemperatur $t_a$ ist nicht, wie bei unveränderter

Digitized by Google

derter Leistung, ein Zeichen der Wirtschaftlichkeit; sie nimmt dauernd ab.

Die Wärmebilanzen, Tabelle 55, bieten nichts Besonderes.

Die letzte Reihe (Versuch 43 bis 50) entspricht der als Qualitäts- oder Gemischregelung bezeichneten Regelungsart der Gasmaschine; man bezeichnet dann die Regelung durch Beeinflussung des volumetrischen Wirkungsgrades als Quantitäts- oder Füllungsregelung, wie solche — nicht ganz rein — in den Versuchen 6 bis 10, § 90, 93 und 95, vorkam. Bei der Gemischregelung wird nur der Brennstoff, bei der Füllungsregelung wird auch die Luft vom Regelorgan — bei Versuch 43 bis 50 nicht selbsttätig — beeinflußt.

Einen *Vergleich zwischen Füllungs- und Gemischregelung* gibt Fig. 152. Die dargestellten Kurven sind im Grundcharakter ähnlich Doch ist für Füllungsregelung das Verhältnis der Leerlaufs- zur vollen Gas-

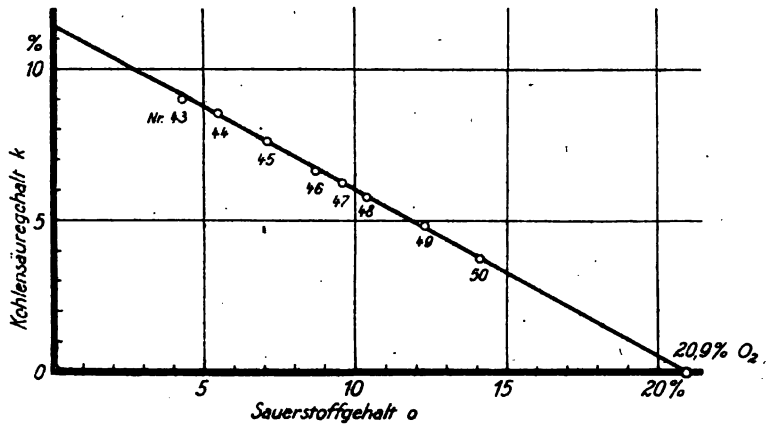



Fig. 153. Rauchgasanalyse der Gasmaschine bei wechselndem Mischungsverhältnis.

aufnahme günstiger als bei der Gemischregelung. Hierauf hat man bei einem Vergleich mehr Wert zu legen als auf die Tatsache, daß die Verbrauchszahlen für einen großen Teil des Verlaufes bei Füllungsregelung höher liegen. Bei zeitlich auseinanderliegenden Reihen darf man hieraus nichts Wesentliches schließen; müßten doch eigentlich bei 12,5 kW Leistung, wo die Luftüberschüsse einander gleich sind, alle Kurven sich kreuzen. An dieser Unstimmigkeit scheint weder ein Meßfehler noch eine Änderung der Getriebeverluste schuld zu sein; denn der Gang stimmt bei $G_0/N_{el}$ und bei $\eta_{th}$ (also $G_0/N_i$) überein und selbst bei $t_a$.

**100. Abgaszusammensetzung nach dem Mischungsverhältnis.** Für häufigere Versuche mit dem gleichen Brennstoff spart man viel Rechenarbeit, indem man aus allgemeinen Gesetzen die Zusammensetzung der Abgase für jedes Mischungsverhältnis von vornherein findet.

In Fig. 153 sind die Gehalte $k$ und $o$ der Abgase an $CO_2$ und $O_2$

Digitized by Google

dargestellt; aus bekannten Gründen (Techn. Mess. § 18) ergibt sich eine Gerade, mit der Gleichung

$$\frac{o}{20{,}9} + \frac{k}{11{,}4} = 1 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (18)$$

Hierin ist die Zahl $k_{max} = 11{,}4$ ein Kennzeichen des gerade vorliegenden Brennstoffes, abhängig von seinem Gehalt an nicht ausgeglichenem Wasserstoff, aus Fig. 153 gefunden.

Daneben hat man die Gleichung für die Luftüberschußzahl

$$l = \frac{n}{n - \frac{79{,}1}{20{,}9} \cdot o} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (19)$$

endlich ist

$$k + o + n = 100 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (20)$$

Aus diesen 3 Gleichungen mit 4 Unbekannten folgen die Beziehungen:

$$k = \frac{10{,}17}{l - 0{,}107} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (21)$$

$$o = \frac{88{,}6 \cdot (l-1)}{4{,}24 \cdot l - 0{,}455} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (22)$$

$$n + o = \frac{100 \cdot l - 20{,}9}{l - 0{,}107} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (23)$$

die aus $l$ die gesamte Zusammensetzung der trocken gedachten Rauchgase ergeben. Sie sind wegen Benutzung der Zahl 11,4 nur für diesen Brennstoff gültig.

Der Luftüberschuß $l$ aber findet sich, wenn man $L_0$ und $G_0$ gemessen hat, aus

$$l = \frac{L_0/G_0}{L_1}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (24)$$

darin $L_1$ die theoretisch erforderliche Luftmenge, die aus der Elementaranalyse stöchiometrisch oder aus einigen Gasanalysen bekannt sein muß. Aus den Messungen der Tabelle 55 folgt z. B. die Rechnung der Tabelle 56. Nachdem in ihr aus dem Durchschnitt von 8 Analysen der theoretische Luftbedarf für die Verbrennung von 1 m³ Brennstoff zu 4,70 m³ festgestellt ist, berechnet sich nun der Luftüberschuß nach der Formel

$$l = \frac{L_0}{4{,}70 \cdot G_0} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (25)$$

genauer als aus der einzelnen Analyse, vorausgesetzt, daß die Messung von $L_0$ mittels einer Luftuhr genauer erfolgen konnte als die meist nur mäßige Genauigkeit der Analyse es gestattet. In Tab. 55, Zeile 1 sind deshalb auch die Endergebnisse, Zeile 6, von Tab. 56 wiedergegeben und nicht die vorher ermittelten Zahlen aus der Analysenberechnung, Zeile 4 der Tab. 56, die unmittelbar aus der einzelnen Analyse, Tab. 55, Zeile 11 und 12 folgen würden.

Digitized by Google

Tabelle 56. Ermittelung des notwendigen Luftbedarfs $L_1$.

| | Versuch Nr. | 43 | 44 | 45 | 46 | 47 | 48 | 49 | 50 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Gasaufnahme $G_0$ . . . m³/st | 12,9 | 12,0 | 11,5 | 10,5 | 9,95 | 9,43 | 8,22 | 7,27 |
| 2 | Luftaufnahme $L_0$ . . . „ | 76,8 | 77,9 | 79,0 | 81,9 | 83,9 | 83,1 | 86,0 | 88,7 |
| 3 | Mischungsverhältnis $L_0/G_0$ — | 5,96 | 6,51 | 6,87 | 7,80 | 8,43 | 8,81 | 10,46 | 12,20 |
| 4 | Luftüberschuß $l$ lt. Analyse — | 1,23 | 1,32 | 1,46 | 1,64 | 1,76 | 1,89 | 2,28 | 2,85 |
| 5 | Theor. Luftbedarf $L_1 = \frac{L_0}{l\,G_0}$ — | 4,85 | 4,93 | 4,70 | 4,76 | 4,79 | 4,66 | 4,59 | 4,28 |
| | | Durchschnitt: 4,70 $\frac{\text{m}^3 \text{ Luftbedarf}}{\text{m}^3 \text{ Brennstoff}}$, also | | | | | | | |
| 6 | Luftüberschuß $l = \frac{L_0}{4{,}70 \cdot G_0}$ — | 1,27 | 1,38 | 1,46 | 1,66 | 1,79 | 1,88 | 2,22 | 2,60 |

Endlich wird noch (§ 97) der Wasserdampfgehalt der Abgase, der über 100% überschießt, so daß $100 + w$ das gesamte Volumen derselben ist,

$$w = \frac{1}{0{,}0386 \cdot l - 0{,}0002} \backsim \frac{25{,}9}{l} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (26)$$

Bei den Versuchen Nr. 37 bis 41, Tabelle 55, und bei den anderen von uns wiedergegebenen Reihen, außer Nr. 43 bis 50, war bereits die Zusammensetzung der Abgase und daraus ihr Wärmeinhalt in dieser Weise berechnet, unter Messung von $L_0$ und $G_0$, ohne Rauchgasanalyse. Man kann aber auch umgekehrt analysieren und die oft schlecht zu bewirkende $L_0$-Messung fortlassen; dann ist aber $L_1$ einmal festzustellen, entweder aus einer Elementaranalyse — auf die ja unser Verfahren herauskommt — oder durch Verbrennen eines kleineren Quantums, z. B. in einem Brenner, unter Messung der Luftmenge.

**101. Abgleichung von Mischung und Zündzeitpunkt gegeneinander.** Die Diagramme für wechselnde Mischung, Fig. 151, und für wechselnden Zündzeitpunkt, Fig. 145 und 147, zeigen im Gange eine gewisse Ähnlichkeit miteinander; durch beide Änderungen kann man das Diagramm spitzer und flacher gestalten. Man kann also auch beide Bestimmungsstücke so gegeneinander abgleichen, daß sie miteinander die jeweils günstigsten Verhältnisse geben. Als Kennzeichen kann man ein gewisses Maß von Unruhe im Maschinengang ansprechen oder auch eine gewisse für günstig gehaltene Diagrammform. Letzteres Verfahren ist weniger subjektiv, wir ziehen es deshalb vor und verändern die beiden genannten Größen miteinander so, daß der Abstand vom Diagrammanfang (links in Fig. 155) bis zum Höchstdruck etwa unverändert bleibt. Dazu muß natürlich die Zündung um so früher erfolgen, je weniger schnell das Gemisch durchschlägt, je weniger brisant es ist, das heißt also je weiter wir vom Luftüberschuß $l = 1$ entfernt sind.

Fig. 155 zeigt, daß bei brisantestem Gemisch und Spätzündung (Nr. 29 und 31) Diagramme entstehen, die normalen recht ähnlich sind, nur daß einzelne Selbst-(Früh-)zündungen des brisanten Gemisches dazwischen kommen und die Maschine hörbar heftig stoßen



Digitized by Google

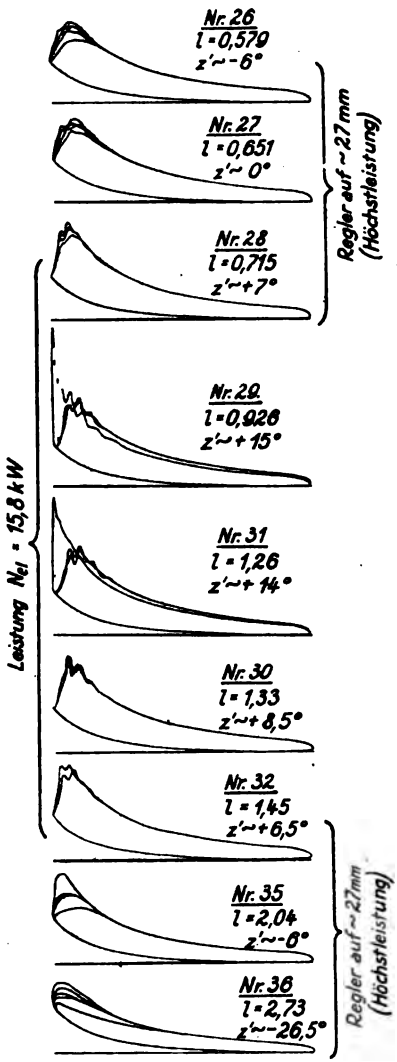



Fig. 154. Gasmaschine bei Veränderung des Mischungsverhältnisses und zugleich des Zündungszeitpunktes, auf gute Diagrammform geregelt. $^2/_5$ nat. Gr.

Tabelle 57. Verhalten einer Gas- und der

| | Versuch Nr. | |
|---|---|---|
| 1 | Luftüberschußziffer $l$ . . . . . | |
| 2 | Zündungszeit (Abreißen) $z$ . . . . . | |
| 3 | Elektrische Leistung $N_{el}$ . . . . . | kW |
| 4 | Reglerstand $r$ . . . . . | mm |
| 5 | Gasaufnahme reduziert $G_0$ . . . . . | m³/st |
| 6 | Gasverbrauch $G_0/N_{el}$ . . . . . | m³/kW · st |
| 7 | Indizierte Leistung $N_i$ . . . . . | kW |
| 8 | Thermischer Wirkungsgrad $\eta_{th} = \frac{859 \cdot N_i}{4850 \cdot G_0}$ | — |
| 9 | Drehzahl $n$ . . . . . | /min |
| 10 | Lieferungsgrad $\eta_l$ . . . . . | — |
| 11 | Abgastemperatur $t_a$ . . . . . | [illegible] |
| 12 | Luftaufnahme reduziert $L_0$ . . . | m³ $\left(\frac{0}{760}\right)$ st |
| 13 | Luftverbrauch $L_0/N_{el}$ . . . . . | m³/kW · st |
| 14 | Thermischer Wirkungsgrad $\eta'_{th} = \frac{859 \cdot N_i}{1030 \cdot L_0}$ | — |
| 15 | Mischungszahl $\frac{1}{1+l}$ . . . . . | — |
| | Wärmebilanz: | |
| 16 | Im Brennstoff verfügbar $Q_1$ . . | 1000 kcal/st |
| 17 | Nachweisbar als indiziert $Q_N$ . | „ |
| 18 | „ im Kühlwasser $Q_W$ | „ |
| 19 | „ in Abgasen $Q_A$ . . | „ |
| 20 | „ als indiziert $q_N$ . . . . . | % |
| 21 | „ im Kühlwasser $q_W$ . . . . . | „ |
| 22 | „ in Abgasen $q_A$ . . . . . | „ |
| 23 | Fehlbetrag $\delta$ . . . . . | „ |

lassen. Immerhin sind auch die nicht vorgezündeten Diagramme deutlich von normalen zu unterscheiden, sie zeigen die Spätzündung.

Die Reihe Fig. 154, zu der Tabelle 57 und Fig. 155, 156 die übrigen Daten geben, erstreckt sich nicht nur über den Bereich des Luftüberschusses, sondern umfaßt auch den Fall des Luftmangels, des Brennstoffüberschusses. Man kann diesen Fall durch einfaches weiteres Abdrosseln des Luftzutrittes herbeiführen und hat nur darauf bedacht zu sein, im Übergang keine zu großen Stöße in die Maschine kommen zu lassen. Man braucht dazu den Übergang nur plötzlich zu machen. Weitere Gefahren sind mit der Arbeitsweise nicht verbunden, außer daß nun durch Undichtheiten der Auspuffleitung merkliche Mengen unverbrannten oder

Digitized by Google

maschine bei gleichzeitiger Veränderung des Gemisches Zündungszeit.

| Reglerstellung unverändert | | | | | | Reglerstellung unverändert | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 26 | 27 | 28 | 29 | 31 | 30 | 32 | 35 | 36 |
| 0,579 | 0,651 | 0,715 | 0,926 | 1,26 | 1,33 | 1,45 | 2,04 | 2,73 |
| — 32 | — 26 | — 19 | — 9 | — 12 | — 15,5 | — 19,5 | — 32 | — 52,5 |
| 13,8 | 15,2 | 15,9 | 15,8 | 15,8 | 15,8 | 15,3 | 11,0 | 5,8 |
| 26,5 | 28,0 | 27,0 | 35,5 | 31,5 | 30,5 | 27,5 | 28,5 | 27,5 |
| | | Luftmangel | | | | Luftüberschuß | | |
| 24,7 | 22,2 | 20,4 | 16,8 | 13,7 | 13,1 | 12,3 | 9,5 | 7,4 |
| 1,79 | 1,46 | 1,28 | 1,06 | 0,86 | 0,83 | 0,80 | 0,86 | 1,28 |
| 20,8 | 22,0 | 23,2 | 23,6 | 23,6 | 23,1 | 23,1 | 18,1 | 12,8 |
| 0,149 | 0,175 | 0,201 | 0,249 | 0,307 | 0,312 | 0,333 | 0,338 | 0,307 |
| 172,0 | 173,3 | 172,3 | 177,5 | 176,3 | 176,0 | 172,3 | 173,8 | 173,3 |
| 0,714 | 0,705 | 0,706 | 0,675 | 0,714 | 0,723 | 0,746 | 0,772 | 0,791 |
| 414 | 452 | 472 | 490 | 491 | 481 | 462 | 392 | 339 |
| 67,2 | 69,3 | 70,6 | 73,0 | 80,5 | 82,2 | 83,9 | 91,0 | 95,2 |
| 4,87 | 4,56 | 4,44 | 4,62 | 5,09 | 5,20 | 5,48 | 8,28 | 16,4 |
| 0,258 | 0,265 | 0,274 | 0,270 | 0,244 | 0,234 | 0,230 | 0,166 | 0,112 |
| 0,633 | 0,605 | 0,583 | 0,519 | 0,442 | 0,429 | 0,408 | 0,329 | 0,268 |
| | | Leistung unverändert | | | | | | |
| 119,9 | 107,8 | 98,7 | 81,4 | 66,2 | 63,7 | 59,6 | 46,0 | 35,9 |
| 17,9 | 18,9 | 19,9 | 20,2 | 20,3 | 19,8 | 19,8 | 15,6 | 11,0 |
| 18,5 | 19,8 | 21,1 | 23,4 | 21,5 | 22,0 | 20,0 | 15,6 | 12,4 |
| — | — | — | — | 14,7 | 14,4 | 13,9 | 11,9 | 10,3 |
| 14,9 | 17,5 | 20,4 | 24,8 | 30,7 | 31,2 | 33,3 | 33,8 | 30,7 |
| 15,4 | 18,4 | 21,6 | 28,8 | 32,5 | 34,5 | 33,6 | 33,9 | 34,7 |
| — | — | — | — | 21,8 | 23,1 | 23,3 | 26,0 | 28,7 |
| — | — | — | — | 15,0 | 11,2 | 9,8 | 6,3 | 5,9 |

unvollkommen verbrannten Gases austreten und giftig wirken können. Der Versuch mit Brennstoffüberschuß ist insofern nicht nur theoretisch von Bedeutung, als schnellaufende, insbesondere Auto- und Flugmotoren normal mit Luftmangel arbeiten.

Die Reihe Tabelle 57, Nr. 26 bis 36, sollte bei unverändertem Reglerstand durchgeführt werden; um jedoch zu starke Stöße in der Maschine zu vermeiden, mußten in der Mitte, nahe $l = 1$, einige Punkte mit gleichbleibender Leistung eingefügt werden.

In Fig. 155 sieht man, daß die Zündung gut gesetzmäßig, und zwar linear mit $l$ gehend, geändert wurde, indem man einfach auf Konstanz des Spitzenabstandes achtete; ebenso steigen die Leistungen linear mit abnehmendem Luftüberschuß. Die Gasaufnahme dagegen geht einfach mit $l$ nach der Beziehung

$$G_0 = \frac{\frac{1}{2} n \cdot V_h}{4{,}70 \cdot l + 1},$$



Digitized by Google

worin $V_h$ das Hubvolumen und 4,70 das theoretische Mischungsverhältnis ist; $G_0$ ist deshalb, und weil auch mit der Temperatur der Abgase der Lieferungsgrad etwas wechselt, hyperbelähnlich gekrümmt. Hiernach

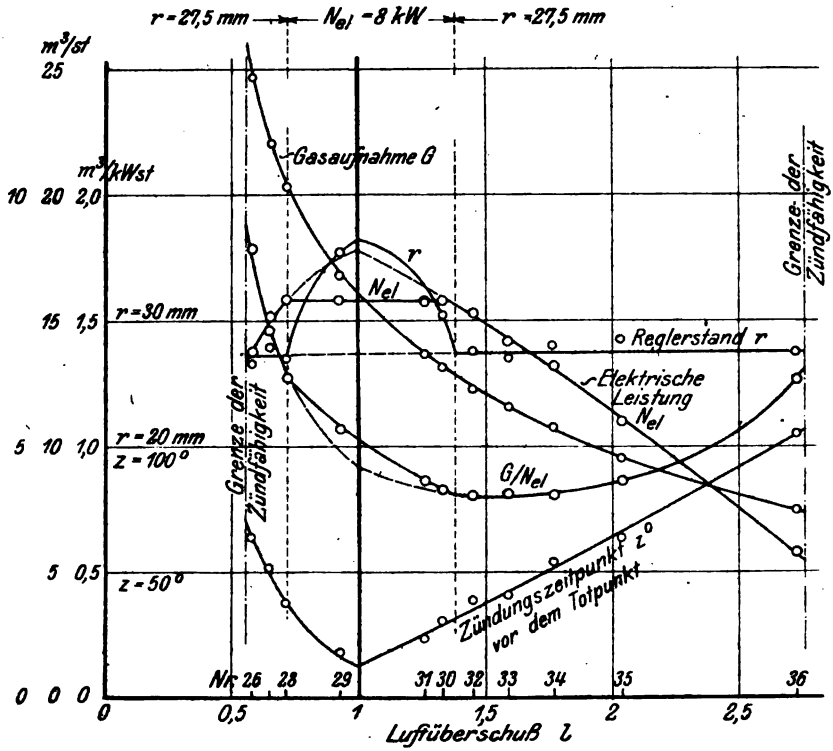


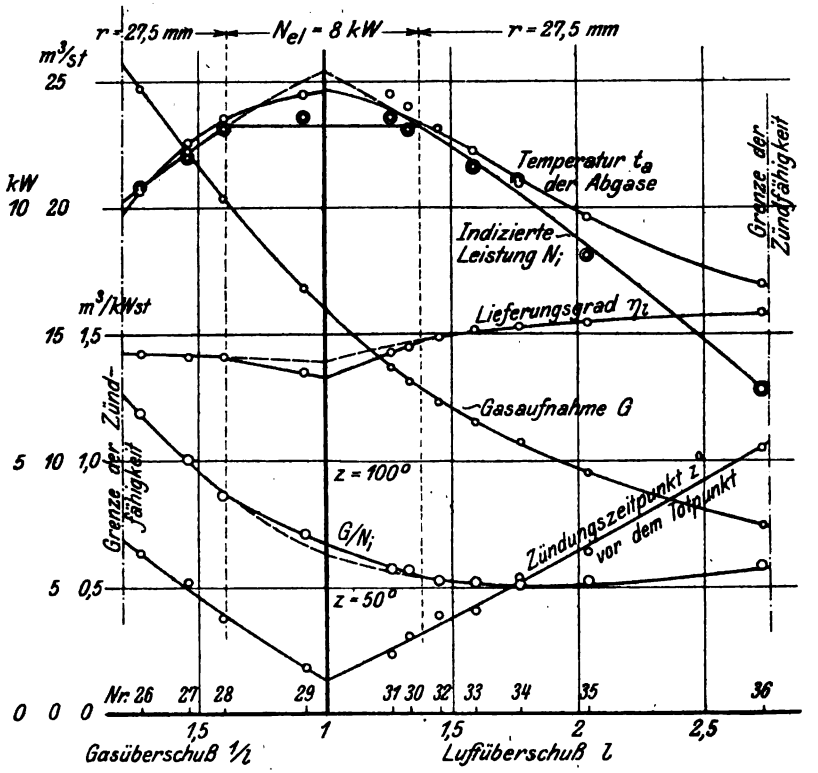

Fig. 155 und 156. Verhalten der Gasmaschine bei Veränderung

haben die Wirtschaftlichkeitskurven $G_0/N_i$ und $G_0/N_{el}$ Bestwerte rechts von $l = 1$, und zwar liegt bezogen auf die indizierte Leistung ein flacher Bestwert bei etwa $l = 2$, bezogen auf die elektrische Leistung liegt er, wegen der größeren Leistungsausbeute, bei $l = 1{,}5$ und ist schärfer ausgeprägt.

Bezüglich der Darstellung kann folgendes bemerkt werden: Wärmetheoretisch besteht zwischen den beiden Mitwirkenden beim Verbrennungsvorgang, dem Brennstoff und der Luft, kein Unterschied zugunsten des ersteren; beide reagieren miteinander, und zwar am besten bei $l = 1$; daher erzielen wir bei $l = 1$ trotz geringsten Lieferungsgrades die höchste Leistung. Praktisch liegen die Verhältnisse so, daß der Brennstoff Geld kostet, die Luft nicht, und nur deshalb ist uns die Gasaufnahme und der Gasverbrauch wesentlich, nicht aber die Luft aufnahme und der Luftverbrauch. Auch die Anwendung der Luftüberschußzahl $l = \frac{L_0}{4{,}70 \cdot G_0}$ als Abszisse bevorzugt den einen der beiden Bestandteile, da $l$ von $L_0$ linear, von $G_0$ aber hyperbolisch ab-

Digitized by Google

hängt. Praktischen Verhältnissen wird also Fig. 155 gerecht; theoretischen entspricht besser Fig. 156, wo links nicht $l$, sondern $1/l$, der Gasüberschuß aufgetragen ist. Die Kurven erhalten dann sämtlich




des Mischungsverhältnisses und der Zündung.

bei $l = 1$ einen Knick, aber der symmetrische Verlauf der $z$- und der $N$-Kurven spricht für die theoretisch bessere Darstellungsweise.

Es ist auch wärmetheoretisch unbegründet, den thermischen Wirkungsgrad gerade durch $\eta_{th} = \frac{859 \cdot N_i}{4850 \cdot G_0}$ zu definieren; ebenso berechtigt ist es, $\eta'_{th} = \frac{859 \cdot N_i}{1030 \cdot L_0}$ anzusetzen, worin 1030 kcal/m³ $\binom{0}{760}$ der Heizwert der in Gas verbrennenden Luft ist. Es gilt nämlich

1 m³ $\binom{0}{760}$ Gas + 4,70 m³ $\binom{0}{760}$ Luft = 5,70 m³ $\binom{0}{760}$ Abgas + 4850 kcal

oder durch Division mit 4,70:

1 m³ $\binom{0}{760}$ Luft + 0,213 m³ $\binom{0}{760}$ Gas = 1,21 m³ $\binom{0}{760}$ Abgas + 1030 kcal.

Der *thermische Wirkungsgrad auf Luft bezogen* ist in Tabelle 57 auch berechnet und in Fig. 158 mit dem auf Gas bezogenen verglichen. Als Abszisse dient die *Mischungszahl* $\mu = \frac{1}{1 + l}$, die die beiden reagierenden

Digitized by Google

Bestandteile ganz gleich behandelt: sie wird $\mu = 0$ für $l = \infty$, also für $G = 0$; sie wird $\mu = 1$ für $l = 0$, also $L = 0$; und zwischen 0 und 1 wird das theoretische Mischungsverhältnis, $l = 1$, gerade durch $\mu = 0{,}5$

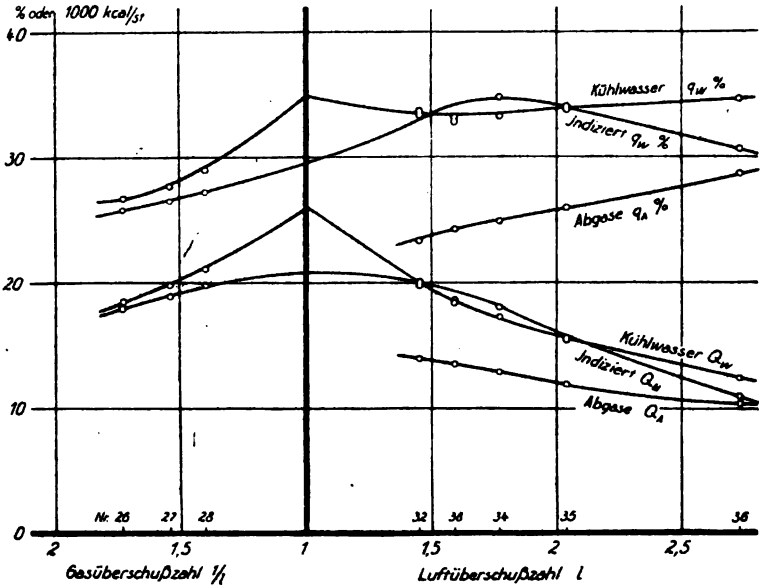



**Fig. 157. Wärmeverbleib der Gasmaschine bei Veränderung des Mischungsverhältnisses und des Zündungszeitpunktes.**

dargestellt. — Es zeigt sich, daß der auf Luft bezogene Wirkungsgrad etwas schlechter ist als der auf Gas bezogene.

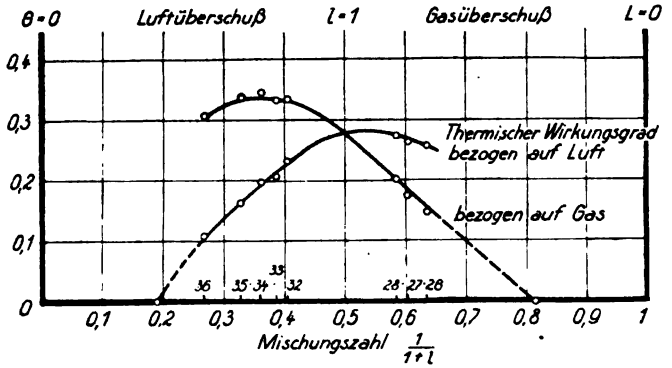



**Fig. 158. Thermischer Wirkungsgrad der Gasmaschine, bezogen auf Gas oder bezogen auf Luft.**

Auch die Wärmebilanz, deren Hundertteile in Tabelle 57 auf den Heizwert des Gases bezogen wurden, könnten statt dessen auf den Heizwert der Luft bezogen werden. —

Digitized by Google

Die Grenze der Versuchsreihe nach beiden Seiten hin ist dadurch gegeben, daß zunächst einzelne Zündungen, dann alle ausbleiben, wenn der Luftüberschuß über 2,76 oder der Gasüberschuß über 1,8 steigt. Dem entsprechen Mischungszahlen $\frac{1}{1+l}$ zwischen 0,266 und 0,643 oder Mischungsverhältnisse $L_0 : G_0$ zwischen 13,0 und 2,9.

**102. Einfluß der Drehzahl.** Die Drehzahl einer Verbrennungskraftmaschine wird, wenn sie einen Regler hat, durch diesen bestimmt, solange der Regler in seinem wirksamen Bereich spielt. Eine Änderung der Drehzahl ist möglich, indem man die Reglerhülse im einen oder anderen Sinn durch angehängte Gewichte beschwert. Man kann die Gewichte, nötigenfalls durch Rolle und Schnur umgelenkt, an einen der Drehbolzen hängen. Passende Gewichtsgröße ermittelt man durch Proben.

Ein angehängtes Gewicht bewirkt, daß einer bestimmten Stellung des Reglers und daher des regelnden Drosselorganes eine andere Drehzahl zugeordnet wird als bisher. Zieht das Gewicht die Reglerhülse abwärts, so ist eine höhere Drehzahl zum Heben der Hülse nötig. — Bei Achsreglern und selbst bei den altmodischen Pendelreglern kann man entsprechend verfahren.

Belastung durch eine Feder statt durch ein Gewicht ist weniger gut, weil dadurch die Hülse nicht gleichmäßig, sondern mit steigender Kraft belastet wird; der Ungleichförmigkeitsgrad der Regelung steigt. Man verwende jedenfalls eine lange, schwache und relativ stark vorgespannte Feder, damit sich die Federkraft im verwendeten Bereich nur wenig ändert. —

Tabelle 58, Fig. 159 und 160 geben zwei Versuchsreihen wieder mit steigender Drehzahl, bei denen einmal die elektrisch abgegebene Leistung konstant blieb, während ein zweites Mal der Regler auf den Zustand des Absinkens eingestellt wurde, entsprechend der Höchstleistung der Maschine. In diesem Bereich, $r = 27$ bis 30 mm Hülsenerhebung, machen bei dieser Maschine selbst erhebliche Bewegungen der Reglerhülse kaum mehr etwas aus (§ 152).

Die Diagramme der *Reihe mit konstanter Leistung* zeigt Fig. 161. Das Abreißen der Zündung war nicht verändert worden; von da zum Zünden verläuft stets die gleiche Zeit, rd. $^1/_{40}$ sek (§ 98), die aber bei langsamem Gang einem kleineren Drehwinkel entspricht. Auch die Verbrennung verläuft zeitlich immer gleich, beansprucht also weniger Kurbelwinkel im langsamen Gang. Beides wirkt dahin, daß bei langsamem Gang, Versuch 13, das Diagramm spitzer wird als bei der höheren Drehzahl, Versuch 17; die Verbrennung sieht brisanter aus, ohne es zu sein. Im Schwachfederdiagramm sehen wir an der Zahl der Schwingungen, die die Gassäule der Auspuffleitung während eines Hubes macht, daß die Drehzahl gewechselt hatte: die sekundliche Schwingungszahl der Säule bleibt konstant, abgesehen von der Dichteänderung des Gases durch die andere Temperatur.

Mit der Drehzahl sinkt die Gasaufnahme auch bei konstanter elektrischer Leistung. Der Gasverbrauch, auf die elektrische Leistung be-

Digitized by Google

zogen, ist bei der um 27% geringeren Drehzahl um 16,5% günstiger. Nicht die Wirtschaftlichkeit des Betriebes berechtigt uns also zur Wahl der hohen Drehzahl, sondern nur die höhere Leistungsausbeute und daher die wirtschaftlichere Beschaffung: diese steigt von 13,5 auf 14,8 kW, um 10%, wenn die Drehzahl von 153 auf 186, um 17,5%, fällt. Die Arbeitsausbeute steigt also in etwa gleichem Maße, wie die Wirtschaftlichkeit sinkt.

Wenn man dauernd die volle Leistung nicht nötig hat, so ist es stets lohnend, zu prüfen, ob nicht durch Herabsetzung der Drehzahl wesentliche Ersparnisse zu machen sind, zum Beispiel bei Wasser-

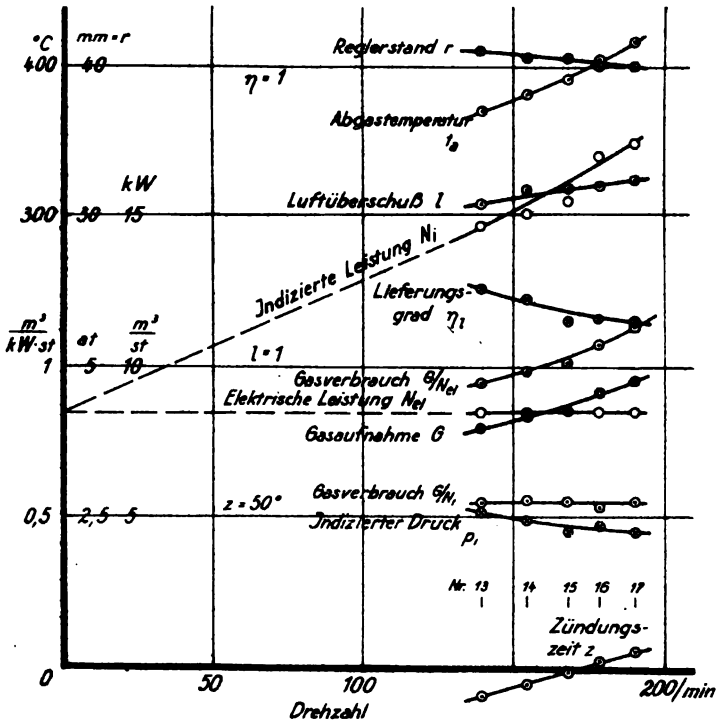



Fig. 159. Leistung konstant.

Fig. 159 und 160. Gasmaschine bei veränderlicher

werksmaschinen, solange sie, kurz nach Erbauung des Werkes, sehr reichlich gewählt zu sein pflegen mit Rücksicht auf die späterhin zu erwartende Zunahme des Bedarfes. Dieser Zunahme wird man dann am wirtschaftlichsten durch gelegentliche Heraufsetzung der Drehzahl gerecht.

Die Ersparnisse sind, auf konstante Leistung bezogen, nur in den Getriebeverlusten begründet. Denn der Verbrauch $G_0/N_i$ bleibt unverändert. Auf Höchstleistung bezogen, ist es nicht ganz so.

Bei wechselnder Drehzahl bietet neben der Leistung stets der *Verlauf des Drehmomentes* Interesse. Bei Höchstleistung tritt das hervor,

Digitized by Google

was wir als Momentencharakteristik zu bezeichnen pflegen (§ 4); das Moment fällt mit steigender Drehzahl langsam ab, während natürlich die Leistung ansteigt. Die Leerlaufdrehzahl wäre etwa bei $n = 400$/min zu erwarten.

Der *Getriebeverlust* an Drehmoment ist etwa konstant, der an Leistung steigt also an.

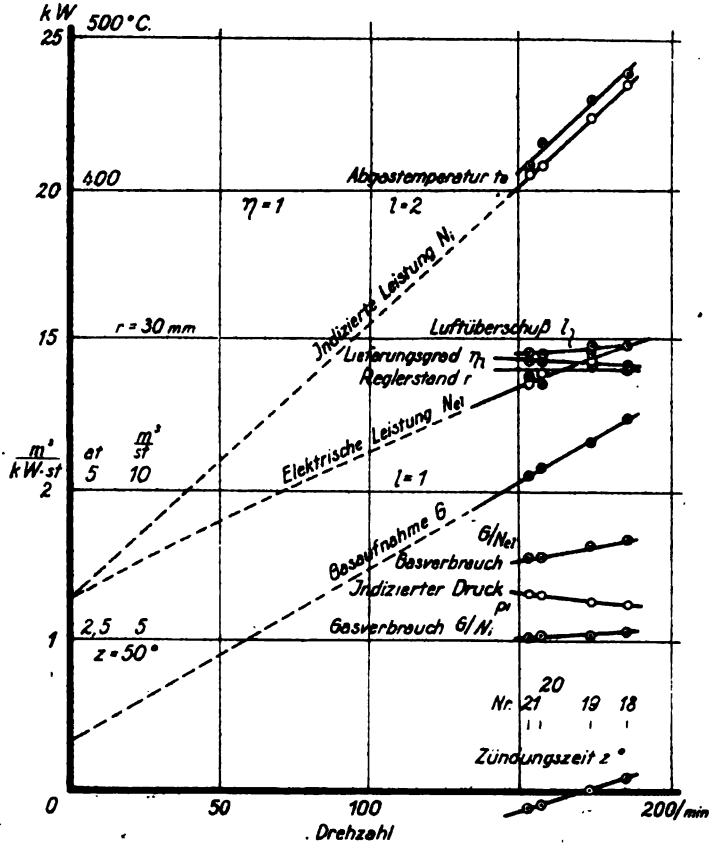



Fig. 160. Belastungsgrad konstant.
Drehzahl, Abschnappen der Zündung unverändert.

In der Wärmebilanz, Tabelle 58 und Fig. 162 und 163, steigt mit sinkender Drehzahl der ins Kühlwasser gehende Anteil prozentual stark an: es steht mehr Zeit zum Übergang zur Verfügung. Entsprechend sinkt prozentual das, was in den Abgasen bleibt, entsprechend der sinkenden Abgastemperatur. Deren Verringerung darf jetzt nicht wie beim wechselnden Zündungszeitpunkt (§ 98) auf Erreichung wirtschaftlichster Verhältnisse — größte Wärmeentziehung zur Umwandlung in Arbeit — gedeutet werden, da eben die verschiedene, für den Hub verfügbare Zeit außerdem einen maßgebenden Einfluß übt. —

Die vorstehenden Ergebnisse würden sich merklich ändern, wenn sich

Digitized by Google

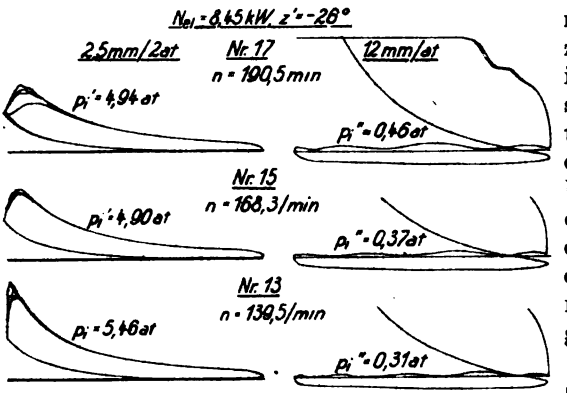



Fig. 161. Diagramme der Gasmaschine bei wechselnder Drehzahl. 2/3 nat. Gr.

nicht der Zündungszeitpunkt automatisch in dem — allerdings sachlich ganz berechtigten — Sinne geändert hätte, den wir besprachen, wenn also entweder Kerzenzündung angewendet worden oder aber das Abreißen passend nachgestellt worden wäre.

Über den Einfluß sehr hoher Drehzahlen vergleiche § 112.

**103. Einfluß der Kühlwassermenge.** In den besprochenen Versuchsreihen blieb die den Mantel durchfließende Wassermenge unverändert;

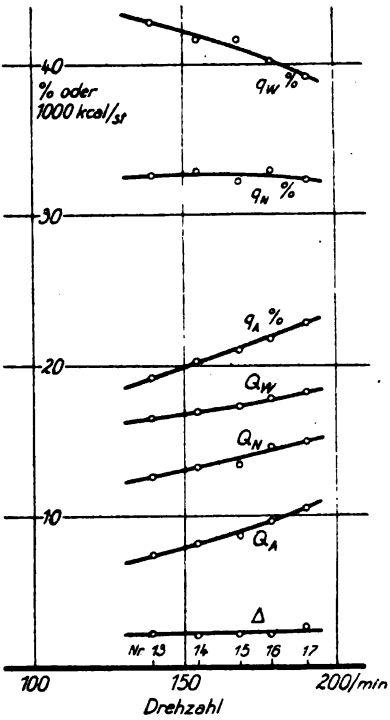



Fig. 162. Nutzleistung konstant.

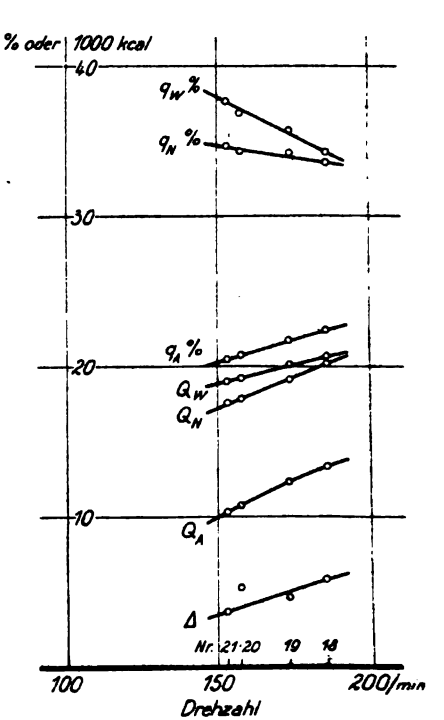



Fig. 163. Belastung konstant.

Fig. 162 und 163. Wärmeverbleib der Gasmaschine bei wechselnder Drehzahl, Abschnappen der Zündung unverändert.

nur bei den Versuchen Nr. 83 bis 87, Tab. 60 ist auf konstante Ablauftemperatur (ohne besondere Absicht) geregelt worden. Es fragt

Digitized by Google

Tabelle 58. Verhalten einer Gasmaschine bei wechselnder Drehzahl.

Abreißen der Zündung unverändert, Zündungszeit ändert sich.

| | | Nutzleistung konstant | | | Höchstleistung | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Versuch Nr. | 18 | 15 | 17 | 21 | 19 | 18 |
| 1 | Drehzahl $n$ . . . . . /min | 139,5 | 168,3 | 190,5 | 153,1 | 173,8 | 185,9 |
| 2 | Elektr. Leistung $N_{el}$ . . kW | 8,42 | 8,48 | 8,44 | 13,5 | 14,3 | 14,8 |
| 3 | Reglerstand $r$ . . . . . mm | 41 | 40,5 | 40 | 27,5 | 29 | 28 |
| 4 | Gasaufnahme $G_0$ . . $m^3\left(\frac{0}{760}\right)$/st | 7,96 | 8,55 | 9,56 | 10,43 | 11,58 | 12,37 |
| 5 | Gasverbrauch $G_0/N_{el}$ $m^3$/kW·st | 0,945 | 1,01 | 1,13 | 0,772 | 0,810 | 0,836 |
| 6 | Indizierte Leistung $N_i$ . kW | 14,65 | 15,5 | 17,45 | 20,5 | 22,4 | 23,5 |
| 7 | Gasverbrauch $G_0/N_i$ $m^3$/kW·st | 0,544 | 0,552 | 0,548 | 0,509 | 0,517 | 0,526 |
| | Indizierter Druck: | | | | | | |
| 8 | Arbeitsfläche $p_i'$ . . . . . at | 5,46 | 4,90 | 4,94 | 6,79 | 6,60 | 6,51 |
| 9 | Verlustfläche $p_i''$ . . . . . „ | 0,31 | 0,37 | 0,46 | 0,24 | 0,28 | 0,31 |
| 10 | Wirksam $p_i$ . . . . . „ | 5,15 | 4,53 | 4,48 | 6,55 | 6,32 | 6,20 |
| 11 | Moment der ind. Leistung $M_i$ mkg | 102 | 90 | 89 | 130 | 125 | 123 |
| 12 | „ „ el. Leistung $M_{el}$ „ | 59 | 49 | 43 | 86 | 80 | 77,5 |
| | Getriebeverlust: | | | | | | |
| 13 | in Leistung $N_i - N_{el}$ . kW | 6,23 | 7,02 | 9,01 | 7,0 | 8,1 | 8,7 |
| 14 | als Moment $M_i - M_{el}$ . mkg | 43 | 41 | 46 | 44 | 45 | 45,5 |
| 15 | Abgastemperatur $t_a$ . . . . °C | 371 | 391 | 416 | 408 | 430 | 439 |
| 16 | Luftüberschuß $l$ . . . . . — | 1,54 | 1,59 | 1,62 | 1,46 | 1,48 | 1,48 |
| 17 | Abreißen der Zündung $z'$ . . ° | — 26 | — 26 | —26 | — 26 | — 26 | — 26 |
| 18 | Zündung $z$ . . . . . ° | — 5 | — 1 | +2,5 | — 3 | 0 | + 2 |
| 19 | Lieferungsgrad $\eta_l$ . . . . — | 0,629 | 0,576 | 0,576 | 0,713 | 0,706 | 0,708 |
| 20 | Im Brennstoff verfügbar 1000 kcal/st | 38,6 | 41,5 | 46,4 | 50,6 | 56,2 | 60,0 |
| | Nachgewiesen: | | | | | | |
| 21 | als indiziert $Q_N$ . . „ | 12,6 | 13,4 | 15,0 | 17,6 | 19,2 | 20,2 |
| 22 | im Kühlwasser $Q_W$ „ | 16,5 | 17,3 | 18,2 | 19,0 | 20,1 | 20,6 |
| 23 | im Abgas $Q_A$ . . . „ | 7,4 | 8,7 | 10,6 | 10,3 | 12,3 | 13,4 |
| 24 | Fehlbetrag $\Delta$ . . . . „ | 2,1 | 2,1 | 2,6 | 3,7 | 4,6 | 5,8 |
| | Nachgewiesen: | | | | | | |
| 25 | als indiziert $q_N$ . . . . . % | 32,6 | 32,2 | 32,3 | 34,7 | 34,2 | 33,6 |
| 26 | im Kühlwasser $q_W$ . . . „ | 42,8 | 41,7 | 39,2 | 37,6 | 35,7 | 34,2 |
| 27 | im Abgas $q_A$ . . . . . „ | 19,2 | 21,0 | 22,8 | 20,5 | 21,8 | 22,4 |
| 28 | Fehlbetrag $\delta$ . . . . . „ | 5,4 | 5,1 | 5,7 | 7,2 | 8,3 | 9,8 |

sich, ob durch anderweite Versuchsausführung die Ergebnisse wesentlich geändert worden wären. Diese Frage beantwortet Fig. 164 und 165, sowie Tabelle 59.

Die Versuche sind nicht zahlreich genug, sind auch durch eine Unregelmäßigkeit gestört, die in allen Ablesungen des Versuches Nr. 24 zu stecken scheint (Regler zu hoch, entsprechend Gasmenge und indizierte Leistung zu klein, während allerdings auch $N_{el}$ etwas zu klein gehal-

Digitized by Google

ten wurde). Immerhin erkennt man: Wenn bei unveränderter elektrischer Leistungsabnahme die Kühlwassermenge vermindert, also die Ablauftemperatur höher wird, so läuft also der Motor wärmer. Dabei wird der Getriebeverlust $N_i - N_{el}$ merklich kleiner; das kann nur eine Folge verringerter Kolbenreibung durch Dünnerwerden des Öles sein; der erhebliche Betrag der Änderung ist erstaunlich. Bei konstanter elektrischer sinkt also die indizierte Leistung, dementsprechend steigt der Regler und verringert die Gasaufnahme; der Lieferungsgrad wird kleiner. Bei kleiner

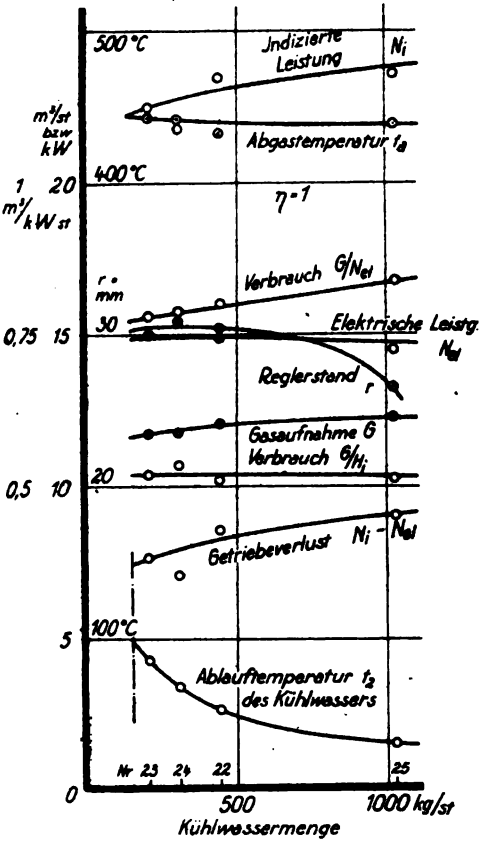



Fig. 164. Gasmaschine bei wechselnder Kühlwassermenge.

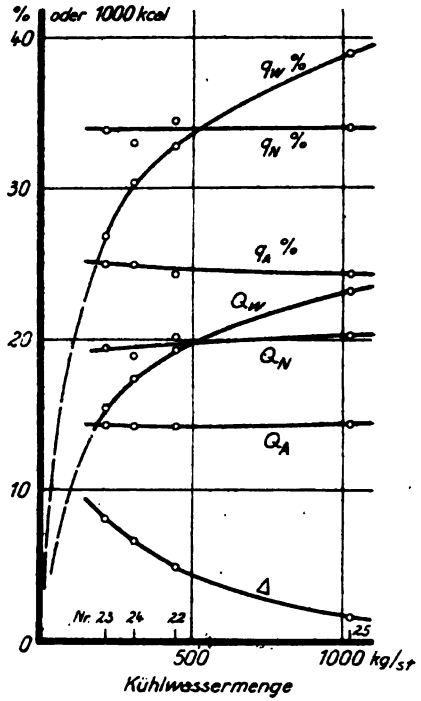



Fig. 165. Wärmeverbleib der Gasmaschine bei wechselnder Kühlwassermenge.

Kühlwassermenge ist man also weiter von der Höchstleistung entfernt, oder umgekehrt, die Maschine gibt mehr Leistung her; allerdings nur Nutzleistung, denn die Ursache der Erscheinung sind die verringerten Getriebeverluste. Das erklärt auch, daß sich die Wirtschaftlichkeit, auf die Nutzleistung bezogen, merklich bessert; $G_0/N_{el}$ geht von 0,843 auf 0,791 $m^3\binom{0}{760}$/kW · st, also um 6% zurück.

In bezug auf Leistung wie auf Wirtschaftlichkeit ist also der heiße Betrieb erheblich günstiger.

Die Wärmebilanz (Fig. 165) zeigt das zunächst eigenartige Bild, daß

Digitized by Google

der Anteil der Leistung und der Abgase unverändert bleibt, daß aber die vom Wasser genommene Wärme, nach Menge wie prozentual, bei hoher Temperatur schnell sinkt. Die Erklärung liegt im Verhalten des Fehlbetrages $\Delta$; der ist bei warmem Gang der Maschine viel größer. Als Ursache kann man vermuten, daß die Wärmeverluste der Maschinenoberfläche zunehmen. Wir berechneten schon in § 97, wieviel die Maschinenoberfläche als Heizkörper an den Maschinenraum abgibt. Bei 1,3 m² Außenoberfläche, die innen von Wasser bespült sind, bei einer Wärmeabgabezahl 7 kcal/m² · st · °C und bei 20° Raumtemperatur ist die Wärmeabgabe an die Luft

bei Versuch 23: $7 \cdot 1{,}3 \cdot 65{,}7 = 1250$ kcal/st
„ „ 25: $7 \cdot 1{,}3 \cdot 10{,}3 = 100$ „

Zur Erklärung des in Fig. 163 nachgewiesenen Fehlbetrages reicht das bei weitem nicht.

Der Gang des Fehlbetrages bei mancher der früheren Versuchsreihen mag also in der wechselnden Ablauftemperatur des Kühlwassers seine Erklärung finden.

Tabelle 59. Einfluß der Kühlwassermenge auf den Gang der Gasmaschine.

| | Versuch Nr. | 25 | 22 | 24 | 28 |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Kühlwassermenge $W$ . . kg/st | 1026 | 444 | 308 | 211 |
| 2 | Temperatur im Zufluß $t_1$ . . °C | 7,7 | 10,2 | 11,9 | 12,6 |
| 3 | „ „ Abfluß $t_2$ . „ | 30,3 | 53,5 | 68,2 | 85,7 |
| 4 | Elektrische Leistung $N_{el}$ . . kW | 14,55 | 14,95 | 14,8 | 14,9 |
| 5 | Indizierte Leistung $N_i$ . . „ | 23,7 | 23,6 | 21,9 | 22,6 |
| 6 | Getriebeverlust $N_i - N_{el}$ . . „ | 9,1 | 8,6 | 7,1 | 7,7 |
| 7 | Reglerstand $r$ . . . . . mm | 26,5 | 30,5 | 31 | 30 |
| 8 | Gasaufnahme $G_0$ . . . $m^3\left(\frac{0}{760}\right)$/st | 12,27 | 12,06 | 11,78 | 11,79 |
| 9 | Gasverbrauch $G_0/N_i$ . $m^3$/kW · st | 0,517 | 0,513 | 0,538 | 0,522 |
| 10 | „ $G_0/N_{el}$ . „ | 0,843 | 0,806 | 0,795 | 0,791 |
| 11 | Lieferungsgrad $\eta_l$ . . . . . — | 0,760 | 0,748 | 0,731 | 0,734 |
| 12 | Abgastemperatur $t_a$ . . . . °C | 441 | 435 | 444 | 445 |
| 13 | Drehzahl $n$ . . . . . /min | 186,0 | 188,0 | 188,9 | 188,4 |
| 14 | Luftüberschußzahl $l$ . . . . — | 1,63 | 1,64 | 1,66 | 1,66 |

**104. Einfluß des Verdichtungsgrades.** In der Verpuffungsmaschine wird das angesaugte brennbare Gemisch beim zweiten der vier Arbeitstakte verdichtet. Am Ende des Ansaugehubes steht den Gasen der sogenannte Kompressionsraum $V_k$ und noch das dem Kolbenhub entsprechende Hubvolumen $V_h$ zur Verfügung, im ganzen also $V_k + V_h$; am Ende des Verdichtungshubes sind sie auf das Volumen $V_k$ beschränkt worden. Es hat also eine Verdichtung im Verhältnis

$$\varepsilon = \frac{V_k + V_h}{V_k} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (27)$$

Digitized by Google

stattgefunden, das heißt, dem Wortbegriff der Verdichtung entsprechend, die Moleküle sind in diesem Verhältnis dichter aneinander gerückt; die Temperatur ist für diesen Wortbegriff unwesentlich.

Bei dem Kompressionsvorgang steigt die Temperatur der Gase, und daher wächst der Druck schneller, als der Volumverminderung entspricht. Das Druckverhältnis am Ende und Anfang des Kompressionshubes wäre bei adiabatischem Verdichtungsvorgang bekanntlich

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_k + V_h}{V_k}\right)^k = \varepsilon^k \quad \ldots\ldots\ldots (28)$$

worin $k$ das Verhältnis der spezifischen Wärmen für das brennbare Gemisch ist.

Das Hubvolumen $V_h$ ist aus Zylinderdurchmesser und Kolbenhub ohne weiteres bekannt; es ist im allgemeinen unveränderlich. Der Kompressionsraum $V_k$ kann dadurch ausgemessen werden, daß man die Maschine in den Totpunkt bringt, in dessen Nähe die Zündung erfolgt; in jener Stellung sind nämlich beide Ventile geschlossen; darauf füllt man durch den Indikatorstutzen oder eine andere passend oben liegende Öffnung eine Flüssigkeit in den Kompressionsraum, am besten Öl von passender Konsistenz, um Leckverluste tunlichst zu mindern. Die Menge eingefüllten Öles wird gemessen. Auf gute Entlüftung ist natürlich zu achten. — Der Kompressionsraum ist oft veränderlich, zu dem Zweck, für verschiedene Brennstoffe jeweils das richtige Verdichtungsverhältnis herstellen zu können. Maßgebend für dessen Höhe ist nämlich einerseits, daß mit steigender Verdichtung die Wirtschaftlichkeit fortgesetzt steigt; andererseits kommt man bei der Steigerung der Verdichtung an die Grenze, wo die Endtemperatur derselben hoch genug steigt, um Selbstentzündung des Gemisches möglich und schließlich notwendig zu machen; damit kommen Stöße in das Getriebe (wie in Fig. 154, Nr. 29, 31), und man verliert die Herrschaft über den Verbrennungsvorgang. — Zur Veränderung des Verdichtungsgrades pflegen in die Schubstange Einlegestücke verschiedener Stärke gemacht zu sein, die die Länge der Stange zu ändern gestatten; sind alle Einlagestücke darin, so ist die Verdichtung am höchsten. Diese Einlagestücke sind, wie gesagt, oft planmäßig an Betriebsmaschinen vorgesehen; bei Laboratoriumsmaschinen sollte die Möglichkeit, sie anzubringen, niemals übersehen werden, die Schubstange sollte also stets geteilt sein.

Bei der Gasmaschine, auf die unsere Untersuchungen sich beziehen, galten folgende Zahlenverhältnisse:

Zylinderdurchmesser 260 mm, Kolbenhub 470 mm,
also Hubvolumen $V_h = 24{,}95\,l$
mit Öl ausgemessen: normaler Kompressionsraum $V_k = 4{,}20\,l$
normales Verdichtungsverhältnis $\varepsilon = \frac{24{,}95 + 4{,}20}{4{,}20} = 6{,}94.$

Es konnten nun zwei Paßstücke aus der Schubstange herausgenom-

Digitized by Google

men werden, deren Stärke wurde gemessen, und unter Beachtung des Zylinderdurchmessers ergab sich die Vergrößerung des Kompressionsraumes:

Paßstück 1 war 24,2 mm stark, entsprechend 1,28 l Hubraum,
Paßstück 2 war 24,3 mm stark, entsprechend 1,29 l Hubraum.

Wenn also Paßstück 1 herausgenommen wird, so ist das Verdichtungsverhältnis

$$\varepsilon' = \frac{24{,}95 + 4{,}20 + 1.28}{4{,}20 + 1.28} = 5{,}56.$$

Nach Herausnahme beider Paßstücke ist es

$$\varepsilon'' = \frac{24{,}95 + 4{,}20 + 1{,}28 + 1{,}29}{4{,}20 + 1{,}28 + 1{,}29} = 4{,}69.$$

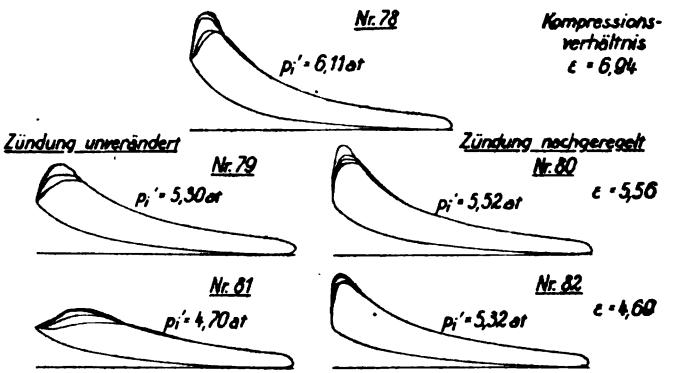



Fig. 166. Diagramme der Gasmaschine bei verschiedenem Verdichtungsverhältnis, Belastungsgrad unverändert. 3,5 mm/2 at, $^3/_4$ nat. Gr.

*Versuchsreihen*, die hiernach mit diesen Beilagen immer nur drei Versuche umfassen können, lassen sich mannigfach variieren in den konstant zu haltenden Größen. Zunächst kann wieder entweder auf stets dieselbe Leistung, oder aber auf jeweils Höchstleistung eingeregelt werden. Außerdem aber zeigen die Indikatordiagramme der Reihe Nr. 78, 79, 81 in Fig. 166, daß bei unverändertem Zündungszeitpunkt die Entflammung des Gemisches um so träger verläuft, je schwächer die Kompression ist; das mag teils auf die höhere Anfangstemperatur, teils auf die dichtere Lagerung der Moleküle bei höherem Druck zurückzuführen sein, jedenfalls wirkt Erhöhung der Kompression ähnlich wie eine Verstärkung des Mischungsverhältnisses. Man kann daher mit Vorteil und ohne unruhigen Gang fürchten zu müssen, die Zündung so nachregeln, wie die Diagramme der Reihe Nr. 78, 80, 82 zeigen, nämlich auf ähnliche Gestaltung der Diagrammform — wie in Fig. 155 und 156, § 101 gekennzeichnet durch gleichen Abstand des Druckmaximums vom Diagrammanfang.

In Tabelle 60 sind also folgende Reihen gegeben:

Digitized by Google

Nr. 78, 79, 81: Höchstleistung, Zündung konstant.

Nr. 78, 80, 82: Höchstleistung, Zündung nachgeregelt.

Nr. 87, 85, 83: Leistung konstant, Zündung nachgeregelt.

Für konstante Leistung ist der Fall unveränderter Zündung nicht nochmals gegeben, weil er nicht praktischen Verhältnissen entspricht.

In Fig. 167 bis 169 werden die Ergebnisse der Tabelle 60 dargestellt.

Mit sinkender Kompression nimmt die erzielbare *Höchstleistung* ab, bei nachgeregelter Zündung weniger schnell als bei unveränderter. Da sich indessen die Gasaufnahme kaum verändert, so wird auch die Wirtschaftlichkeit um so schlechter, je mehr man die Kompression verringert.

Tabelle 60. Wirtschaftlichkeit
Zündung unverändert

| | Versuch Nr. | |
|---|---|---|
| 1 | Verdichtungsverhältnis $\frac{V_k + V_h}{V_k}$ | — |
| 2 | Reglerstand $r$ | mm |
| 3 | Zündungszeit vor dem Totpunkt | ° |
| 4 | Gasaufnahme $G_0$ (reduziert) | $m^3 \left(\frac{0}{760}\right)$/st |
| 5 | Luftüberschuß $l$ | — |
| 6 | Lieferungsgrad $\eta_l$ | — |
| 7 | Drehzahl $n$ | /min |
| 8 | Indizierte Leistung $N_i$ | kW |
| 9 | Elektrische Leistung $N_{el}$ | „ |
| 10 | Getriebeverlust $N_i - N_{el}$ | „ |
| 11 | Gasverbrauch $G_0/N_i$ | $m^3$/kW · st |
| 12 | „ $G_0/N_{el}$ | „ |
| 13 | Temperatur der Abgase $t_a$ | °C |
| 14 | „ des Kühlwasserablaufs $t_2$ | „ |
| 15 | Verfügbare Wärme $Q_1$ | 1000 kcal |
| 16 | Nachgewiesen als Leistung $Q_N$ | „ |
| 17 | „ im Kühlwasser $Q_W$ | „ |
| 18 | „ in Abgasen $Q_A$ | „ |
| 19 | Fehlbetrag $\Delta$ | „ |
| 20 | Nachgewiesen als indiziert $q_N$ | % |
| 21 | „ im Kühlwasser $q_W$ | „ |
| 22 | „ in Abgasen $q_A$ | „ |
| 23 | Fehlbetrag $\delta$ | „ |

Wird *bei konstanter Leistung* die Kompression verringert — wobei man von vornherein die Leistung nicht höher wählen darf, als daß sie bei kleinster Kompression noch hergegeben wird —, so geht die Gasaufnahme nur wenig herauf, und daher steigt die Wirtschaftlichkeit nicht erheblich mit zunehmender Kompression. Bei bestimmter verlangter Leistung ist also der Nutzen erhöhter Verdichtung nur gering.

Hiernach liegt der Vorteil hoher Verdichtung nicht so sehr direkt in der Steigerung der Wirtschaftlichkeit als vielmehr hauptsächlich in einer Steigerung der Höchstleistung, während doch (§ 92, Tabelle 48) eine Leistungssteigerung an der Gasmaschine eine Verbesserung der Wirtschaftlichkeit ergibt. Man kann auch sagen: bei einmal gegebener Maschine kommt der günstige Einfluß der Verdichtung nur dann erheblich zur Geltung, wenn man für die höhere frei werdende Leistung auch Verwendung hat. — Diese Form der Darstellung stellt oft verkannte Verhältnisse richtig.

Die Wärmebilanzen Fig. 169 zeigen nichts Besonderes.

**105. Gütegrad der Verpuffungsmaschine.** Die von einem Wärmeträger zur Verfügung gestellte Wärmemenge kann theoretisch nur zu

Digitized by Google

der Gasmaschine bei verschiedener Verdichtung.
bzw. nachgeregelt.

| Höchstleistung, Reglerstand 20 mm | | | | | $N_e$ ≈ 10,7 kW konstant | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 78 | 79 | 80 | 81 | 82 | 87 | 85 | 88 |
| 6,94 | 5,56 | | 4,69 | | 6,94 | 5,56 | 4,69 |
| 20 | 20,5 | 20,5 | 21 | 20 | 40 | 41,2 | 20 |
| — 1,5 | — 1,5 | — 9,5 | — 1,5 | — 18 | — 3,5 | — 9,5 | — 16,5 |
| 11,55 | 11,45 | | 11,42 | | 10,1 | 10,8 | 11,1 |
| 1,74 | 1,78 | | 1,79 | | 1,68 | 1,63 | 1,78 |
| 0,773 | 0,785 | | 0,786 | | 0,658 | 0,684 | 0,767 |
| 183,3 | 182,3 | | 182,7 | | 182,0 | 181,6 | 181,3 |
| 21,7 | 18,6 | 19,4 | 16,4 | 18,8 ? | 17,8 | 18,8 | 18,8 |
| 13,0 | 10,2 | 11,3 | 8,45 | 10,6 | 10,7 | 10,6 | 10,7 |
| 8,7 | 8,4 | 8,1 | 8,0 | 8,2 | 7,1 | 8,2 | 8,1 |
| 0,53 | 0,615 | 0,59 | 0,695 | 0,61 | 0,57 | 0,575 | 0,59 |
| 0,89 | 1,12 | 1,01 | 1,35 | 1,08 | 0,945 | 1,02 | 1,04 |
| 430 | 458 | 428 | 471 | 430 | 426 | 444 | 455 |
| 42 | 42 | 43 | 42 | 43 | 41 | 43·5 | 44 |
| 56,0 | 55,5 | | 55,4 | | 49,0 | 52,1 | 53,8 |
| 18,7 | 16,0 | 16,7 | 14,1 | 16,1 | 15,3 | 16,2 | 16,1 |
| 19,9 | 19,6 | 20,2 | 19,6 | 20,6 | 17,4 | 18,1 | 21,0 |
| 14,0 | 15,2 | 14,1 | 15,7 | 14,2 | 11,8 | 12,8 | 14,6 |
| 3,4 | 4,7 | 4,5 | 6,0 | 4,5 | 4,5 | 5,0 | 2,1 |
| 33,3 | 28,8 | 30,1 | 25,4 | 29,0 | 31,2 | 31,0 | 29,9 |
| 35,6 | 35,3 | 36,4 | 35,4 | 37,2 | 35,5 | 34,8 | 39,0 |
| 25,0 | 27,3 | 25,4 | 28,3 | 25,7 | 24,0 | 24,1 | 27,2 |
| 6,1 | 8,6 | 8,1 | 10,9 | 8,1 | 9,3 | 10,1 | 3,9 |

einem Bruchteil in Arbeit verwandelt werden; der Rest muß als Wärme die Maschine wieder verlassen.

Der Gesamtunterschied zwischen der im Brennstoff steckenden Wärme $N_1$ und dem wirklich in Arbeit umgesetzten Teil, der indizierten Leistung $N_i$, ist $N_1 - N_i$. Dieser Gesamtverlust wird durch Bestimmung der theoretisch größtmöglichen Arbeitsausbeute $N'$ in zwei Teile unterteilt: es ist

der nach der Natur des Kreisprozesses notwendige Verlust $N_1 - N'$

der durch unvollkommene Durchführung des Kreisprozesses bedingte Verlust . . . . . $N' - N_i$

Dementsprechend wird der Wirkungsgrad zerlegt, den wir in bezug auf den ganzen Vorgang als (indizierten) thermischen Wirkungsgrad $\eta_{th} = \frac{N_i}{N_1}$ bezeichneten. Es gibt nämlich

der theoretische (thermische) Wirkungsgrad $\eta_1 = \frac{N'}{N_1}$ . . (29)



Digitized by Google

ein Maß für die Vollkommenheit des angestrebten Kreisprozesses; dagegen gibt

$$\text{der thermische Gütegrad } \eta_g = \frac{N_i}{N'} \quad \ldots \ldots \quad (30)$$

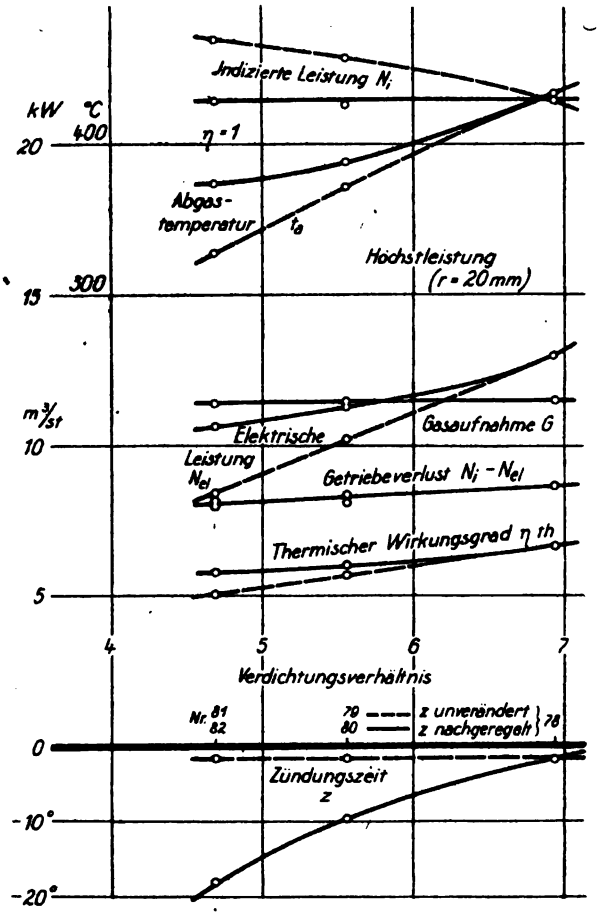



Fig. 167. Gasmaschine bei verschiedenem Verdichtungsverhältnis. Belastungsgrad konstant (Höchstleistung).

ein Maß dafür, wie weit das Angestrebte erreicht worden ist. Vergleiche die Ausführungen in § 3, 46 und 47.

Für Verpuffungsmaschinen ist die Leistung $N'$ des Idealprozesses durch ein Diagramm unveränderlich gegeben. Das angesaugte Gemisch wird von einem Anfangsvolumen $V_h + V_k$ gleich Hubvolumen $V_h$ plus Kompressionsraum $V_k$ auf das Endvolumen $V_k$ zusammengedrückt, die Verdichtung erfolgt im Verhältnis $\frac{V_h + V_k}{V_k}$; sie soll im Normalprozeß adiabatisch sein. Im Totpunkt erfolgt die Verbrennung unter

Digitized by Google

einer Drucksteigerung, die nur von den Eigenschaften, nämlich Heizwert und spezifischer Wärme, der eingesaugten Mischung abhängt. Daran schließt sich die Expansion wieder adiabatisch, und wieder begrenzt durch dasselbe Verhältnis $\frac{V_k + V_t}{V_k}$; daher ist auch der

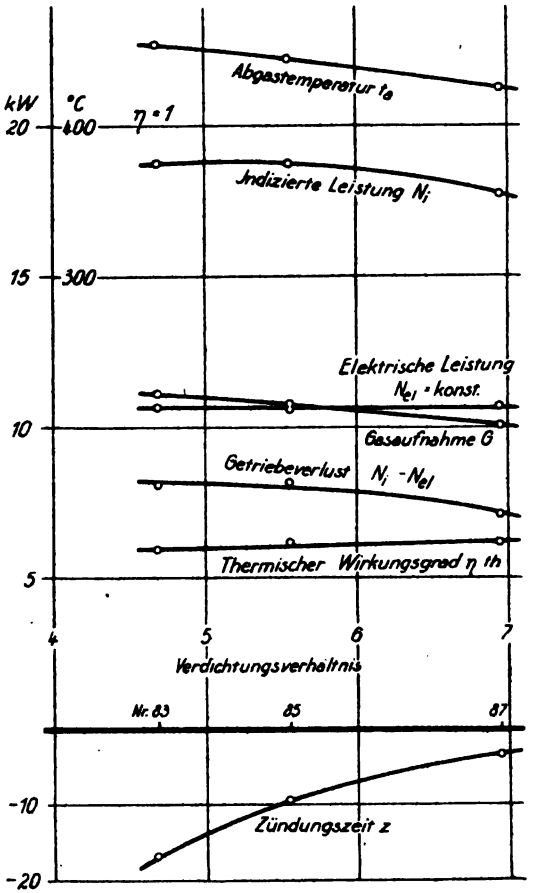



Fig. 168. Gasmaschine bei verschiedenem Verdichtungsverhältnis. Leistung konstant, Zündung auf gute Diagrammform nachgeregelt.

Spannungssprung am Diagrammschluß eindeutig festgelegt: die ganze Diagrammgestalt hängt bei gegebenem Brennstoff nur vom Kompressionsverhältnis ab.

Beim theoretischen Vorgang geht nichts in die Zylinderwand. Sei $Q_1$ im Brennstoff zugeführt, und davon bleibe $Q_A$ in den Abgasen, während $Q_N$ indiziert sei, so ist $Q_1 = Q_A + Q_N$ und der Wirkungsgrad des theoretischen Prozesses

$$\eta_1 = \frac{Q_N}{Q_1} = 1 - \frac{Q_A}{Q_1} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (31)$$



Digitized by Google

Aus allgemein wärmetheoretischen Betrachtungen (Hütte, 22. Aufl. II, S. 246) läßt sich erweisen, daß identisch

$$\eta_1 = 1 - \left(\frac{V_k}{V_h + V_k}\right)^{k-1} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (32)$$

worin $k$ das Verhältnis der spezifischen Wärmen ist. Die Ableitung setzt allerdings voraus, daß $k$ für Kompression und Expansion denselben Wert hat — was sicher nicht zutrifft, da es verschiedene Gase sind, die arbeiten.

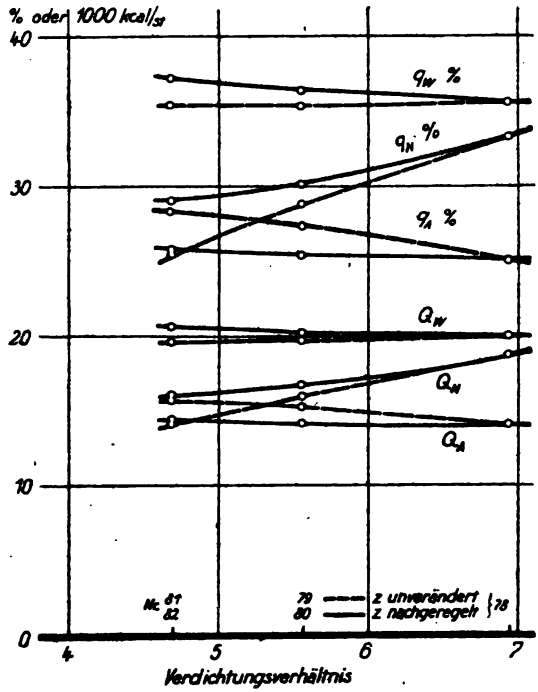



Fig. 169. Wärmeverbleib der Gasmaschine bei verschiedenem Verdichtungsverhältnis, Belastungsgrad konstant.

Zur Berechnung des Gütegrades sucht man zweckmäßig $\eta_1$ und $\eta_{ih}$ auf und hat dann

$$\eta_g = \frac{\eta_{ih}}{\eta_1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (33)$$

Ein *Beispiel* geben wir an den Zahlen des mit Nr. 78 bezeichneten Versuches. Für die Maschine, mit 260 mm Zylinderbohrung und 470 mm Hub, ist $V_h = 24{,}95$ l das Hubvolumen. Der Kompressionsraum wurde zu 4,20 l ermittelt, indem bei geschlossenen Ventilen dickes Öl durch den Indikatorstutzen hineingegossen wurde, unter sorgfältiger

Digitized by Google

Auslassung aller Luft. Das Kompressionsverhältnis für unsere Maschine ist

$$\frac{V_h + V_k}{V_k} = 29{,}15 : 4{,}20 = 6{,}94$$

Es bleibt der Wert $k$ anzunehmen. Genau müßte man die Veränderlichkeit der spezifischen Wärmen und daher von $k$ mit der Temperatur beachten und dieselbe überdies für Kompression und Expansion verschieden einsetzen, entsprechend den Werten einerseits für das Gasgemisch, andererseits für die Verbrennungsgase. Da hierzu die Unterlagen fehlen, so bleibt nur eine Näherungsrechnung einfachheitshalber

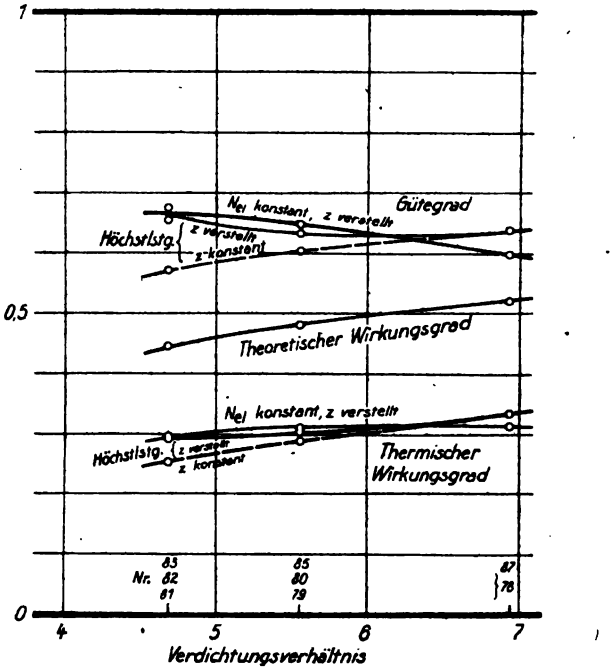



Fig. 170. Gütegrad und thermischer Wirkungsgrad der Gasmaschine.

mit konstantem $k$ übrig. Man setzt wohl (Hütte, 22. Aufl., I, S. 398) für $N_2$, $O_2$, $CO$: $k = 1{,}40$; für $CO_2$ und $H_2O$: $k = 1{,}28$. Wenn nun in der Rauchgasanalyse die beiden Gruppen etwa im Verhältnis 94 zu 24 bis 19 gemischt sind, so kann man mit

$$k = 1{,}38$$

die Berechnung so genau durchführen, wie sie nach den Unterlagen möglich ist.

Der theoretische Wirkungsgrad wird

$$\eta_1 = 1 - \left(\frac{1}{6{,}94}\right)^{0{,}38} = 1 - 0{,}478 = 0{,}522$$

Digitized by Google

Nun wird für Versuch Nr. 78 mit $\eta_{th} = 0{,}333$

$$\eta_g = \frac{0{,}333}{0{,}522} = 0{,}638$$

Die entsprechenden Werte der weiteren Versuche gibt die Tabelle 61 und Fig. 170.

Tabelle 61. Gütegrad der

| | | Versuch Nr. |
|---|---|---|
| 1 | Verdichtungsverhältnis $\frac{V_h + V_k}{V_k}$ | — |
| 2 | Reglerstand $r$ | mm |
| 3 | Zündungszeit $z$ | |
| 4 | Gasaufnahme (reduziert) $G_0$ | m³/st |
| 5 | Luftaufnahme (reduziert) $L_0$ | „ |
| 6 | Indizierte Leistung $N_i$ | kW |
| 7 | Thermischer Wirkungsgrad $\eta_{th} = \frac{859 \cdot N_i}{4850 \cdot G_0}$ | — |
| 8 | Theoretischer Wirkungsgrad $\eta_{theor}$ | — |
| 9 | Gütegrad $\eta_g = \frac{\eta_{th}}{\eta_{theor}}$ | — |
| 10 | Kompressions-Anfangsdruck $p'$ | at abs. |
| 11 | Kompressions-Enddruck $p''$ | „ |
| 12 | Verhältnis $p''/p'$ | — |
| 13 | Adiabatisches Druckverhältnis $\left(\frac{V_h + V_k}{V_k}\right)^{1{,}38}$ | |

Wenn es auffallend ist, daß die Zusammensetzung der Gase keinen Einfluß auf den theoretischen Wirkungsgrad hat — derselbe richtet sich nur nach den Maschinenabmessungen —, so ist zu sagen: die Gaszusammensetzung beeinflußt $k$, und da dies im Exponenten steht, relativ stark auch $\eta_1$. Aber im übrigen ist in der Tat für Einflüsse, wie sie das Expansionsverhältnis bei der Dampfturbine oder Kolbendampfmaschine geltend machen, bei der Verpuffungsmaschine kein Raum, da eben das Expansionsverhältnis stets gleich dem Kompressionsverhältnis ist. Da also der Gütegrad immer eindeutig mit dem thermischen Wirkungsgrad geht, so kommt ihm deshalb die gleiche Wichtigkeit wie bei der Dampfmaschine nicht zu. Anders bei der Gleichdruck-(Diesel-)maschine.

Bemerkenswert ist in Tabelle 61, daß für unveränderte Leistung der Gütegrad um so besser ist, je geringer die Verdichtung bleibt.

In Tabelle 62 wird für die aus § 89 bekannte Versuchsreihe mit *wechselnder elektrischer Belastung* der Gütegrad jeweils berechnet. Mit fallender Leistung nimmt wie der thermische Wirkungsgrad so natürlich auch der Gütegrad ab.

In Tabelle 61 und 62 ist noch die dem Indikatordiagramm entnommene wirkliche *Drucksteigerung* mit der dem adiabatischen Vorgang entsprechenden verglichen. Es zeigt sich, daß die wirkliche Drucksteigerung nicht sehr merklich von der theoretisch zu erwartenden abweicht — ähnlich wie bei Kompressoren ist also auch hier die Verdichtung der adiabatischen ähnlich.

**106. Ansauge- und Kompressions-Endtemperatur, Gewicht der Ladung.** Aus den Drucken, die man dem Indikatordiagramm entnimmt, in Verbindung mit den gemessenen Mengen angesaugten Gases und angesaugter Verbrennungsluft kann man die Temperaturen im wesentlichen an jedem Punkt des Kolbenweges bestimmen. Es dient dazu die Zustandsgleichung $p \cdot v = R \cdot T$, die sich auf 1 kg bezieht. Auf

Digitized by Google

Gasmaschine bei verschiedener Verdichtung.

| Bar. Std. 761 mm QS = 1,035 at Höchstleistung, Reglerstand ∾ 20 mm | | | | | 757 mm QS = 1,03 at $N_{el}$ ∾ 10,7 kW konstant | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 78 | 79 | 80 | 81 | 82 | 87 | 85 | 83 |
| 6,94 | 5,56 | | 4,69 | | 6,94 | 5,56 | 4,69 |
| 20 | ∾ 20 | | ∾ 20 | | 40 | 41,2 | 20 |
| — 1,5 | — 1,5 | — 9,5 | — 1,5 | — 18 | — 3,5 | — 9,5 | — 16,5 |
| 11,55 | 11,45 | | 11,42 | | 10,1 | 10,8 | 11,1 |
| 94,5 | 95,7 | | 96,1 | | 79,5 | 82,2 | 93,0 |
| 21,7 | 18,6 | 19,4 | 16,4 | 18,8 | 17,8 ? | 18,8 | 18,8 |
| 0,333 | 0,288 | 0,301 | 0,254 | 0,290 | 0,312 | 0,310 | 0,299 |
| 0,522 | 0,479 | | 0,444 | | 0,522 | 0,479 | 0,444 |
| 0,638 | 0,602 | 0,629 | 0,572 | 0,653 | 0,598 | 0,647 | 0,674 |
| 1,035 | 1,035 | 1,035 | 1,035 | 1,035 | — | — | — |
| 14,65 | 10,8 | 10,95 | 8,65 | 8,9 | — | — | — |
| 14,2 | 10,4 | 10,6 | 8,35 | 8,6 | — | — | — |
| 14,5 | 10,7 | | 8,45 | | — | — | — |

eine arbeitende Gemisch- bzw. Gasmenge $G_L$ kg bezogen, gilt

$$p \cdot V = G_L \cdot R \cdot T;$$

daraus folgt

$$T = \frac{p \cdot V}{G_L \cdot R} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (34)$$

Wie in allen wärmemechanischen Rechnungen ist der Druck $p$ in kg/m²,

Tabelle 62. Gütegrad der Gasmaschine bei verschiedener Belastung.

Verdichtungsverhältnis 6,94; theoretischer Wirkungsgrad $\eta_{theor} = 0{,}522$; Bar.-St. 764 mm QS = 1,04 at.

| | Versuch Nr. | | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Elektrische Leistung $N_{el}$ . . . | kW | 14,90 | 11,32 | 7,97 | 4,26 | 0 |
| 2 | Indizierte Leistung $N_i$ . . . | „ | 23,4 | 19,8 | 16,0 | 12,4 | 8,2 |
| 3 | Drehzahl $n$ . . . . . . . . . . | /min | 186,2 | 189,8 | 190,3 | 191,1 | 192,6 |
| 4 | Thermischer Wirkungsgrad $\eta_{th}$ . | — | 0,324 | 0,317 | 0,297 | 0,280 | 0,247 |
| 5 | Gütegrad $\eta_g = \frac{\eta_{th}}{0{,}522}$ . . . . . . . | — | 0,620 | 0,607 | 0,569 | 0,536 | 0,473 |
| 6 | Kompressions-Anfangsdruck $p'$ | at abs | 1,04 | 0,97 | 0,865 | 0,79 | 0,595 |
| 7 | Kompressions-Enddruck $p''$ . . | „ | 13,55 | 12,25 | 10,75 | 10,0 | 7,55 |
| 8 | Verhältnis $p''/p'$ . . . . . . . | — | 13,0 | 12,6 | 12,4 | 12,6 | 12,7 |

Adiabatisches Druckverhältnis $\left(\frac{V_h + V_k}{V_k}\right)^k = 6{,}94^{1{,}38} \doteq 14{,}5$.

Digitized by Google

das Volumen $V$ in m³, das Gewicht $G_L$ der Ladung in kg anzugeben. Die Gaskonstante $R$ pflegt auf diese Einheiten bezogen angegeben zu sein. Dabei bezieht man $V$ und $G_L$ entweder auf einen (Doppel-) Umlauf oder auf die Stunde; wir ziehen letzteres vor, um — namentlich in den Rechnungen der folgenden Paragraphen — unbequeme Nullen hinter dem Komma tunlichst zu vermeiden.

Der Druck $p$ wird dem Diagramm als zugehörig zu einem Volumen $V$ entnommen, in das der Kompressionsraum jeweils einzurechnen ist. Die Gaskonstante $R$ muß man vor und nach der Verbrennung gleich annehmen, wenn man bei Leuchtgasverbrennung keine Veränderung des auf $\left(\frac{0}{760}\right)$ bezogenen Volumens angenommen hatte (§ 97); denn es gilt $R = \frac{37{,}9}{\gamma_{0,760}}$, wenn $\gamma_{0,760}$ das spezifische Gewicht im Normalzustand ist; wo man — bei Verwendung anderer Brennstoffe — über die Volumenveränderung bei der Verbrennung besser unterrichtet ist, kann man $R$ für Verdichtung und Ausdehnung verschieden groß einführen. $G_L$ soll das *Ladungsgewicht* sein, das an den Zustandsänderungen im Zylinder teilnimmt; es besteht aus den angesaugten Gewichten Brennstoff $B$ und Luft $L$, dazu das Gewicht $G_R$ der Rückstände, das sind die Abgase, die am Hubende im Kompressionsraum verbleiben.

Die Ermittlung von $G_R$ ist zunächst zu besprechen. Sie erfolgt wieder nach der Zustandsgleichung, diesmal angewendet auf die Rückstände vom Gewicht $G_R$, die am Ende des Ausblasens — am Beginn des Ansaugens — den Kompressionsraum $V_k$ bei einem dem Schwachfederdiagramm zu entnehmenden Druck $p$ ausfüllen. Die Temperatur der Gase müssen wir schätzungsweise gleich der hinter dem Auslaßventil gemessenen Temperatur $T_a$ der Abgase einsetzen. Unter dieser Annahme gilt am Beginn des Ansaugens $p \cdot V_k = G_R \cdot R \cdot T_a$, also

$$G_R = \frac{p \cdot V_k}{R \cdot T_a} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (35)$$

worin nun alle Größen gemessen werden können.

Hiermit also wird

$$G_L = B + L + G_R \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (36)$$

Mit Hilfe von Formel (34) läßt sich dann die Temperatur an jeder Stelle des Indikatordiagrammes berechnen (§ 107). Wir berechnen zunächst die Endtemperatur des Ansaugevorganges und des Kompressionsvorganges am *Beispiel* des Versuches 78, Tabelle 60.

Zunächst das Ladungsgewicht, auf die Stunde bezogen. Es sind

$$94{,}5 \text{ m}^3 \left(\tfrac{0}{760}\right)/\text{st Luft} = 94{,}5 \cdot 1{,}293 = 122{,}3 \text{ kg/st};$$

das Gas hatte ein Relativgewicht gegen Luft $\delta = 0{,}42$ (gemessen mit der Gaswage, Techn. Mess. § 47), daher sind

$$11{,}55 \text{ m}^3 \left(\tfrac{0}{760}\right)/\text{st Gas} = 11{,}55 \cdot (1{,}293 \cdot 0{,}42) = 6{,}28 \text{ kg/st}$$

im ganzen angesaugt . . . . . $B + L = 128{,}6$ kg/st.

Digitized by Google

Dazu die Rückstände. Das spezifische Gewicht der brennbaren Mischung und daher (s. o.) auch der Rückstände ist $\frac{128{,}6}{94{,}5 + 11{,}55}$ $= 1{,}21$ kg/m³ $\left(\frac{0}{760}\right)$, und damit die Gaskonstante $R = \frac{37{,}9}{1{,}21} = 31{,}4$; aus der Zusammensetzung der Abgase berechnet, hätte sie sich etwas abweichend ergeben. Es bleiben zueinandergehörige Werte von $p$ und $V$ dem Indikatordiagramm zu entnehmen. Am Ende des Ausstoßens der Abgase ist ihr Volumen $V_k = 0{,}00420$ m³/Hub $= 0{,}00420 \cdot 183{,}3 \cdot 30$ $= 23{,}1$ m³/st, 183,3/min ist die Drehzahl der Maschine, und 30, statt 60, trägt dem Viertakt Rechnung. Im inneren Totpunkt endet das Schwachfederdiagramm 2 mm über der Atmosphärenlinie, entsprechend $2 : 45 = 0{,}044$ at Überdruck $= 1{,}07$ at abs $= 10\,700$ kg/m². Abgastemperatur $T_a = 430 + 273 = 703°$. Demnach ergibt sich das Gewicht der Rückstände

$$G_R = \frac{10\,700 \cdot 23{,}1}{31{,}4 \cdot 703} = 11{,}2 \text{ kg/st}.$$

Das Ladungsgewicht wird $128{,}6 + 11{,}2 = 139{,}8$ kg/st.

Für das Ende des Ansaugens nun liegt im Schwachfederdiagramm der Berührungspunkt mit der Senkrechten des äußeren Totpunktes 0,5 mm = 0,01 at unter der Atmosphäre, entsprechend 1,02 at abs $= 10\,200$ kg/m². Es ist $V_h + V_k = 160{,}3$ m³/st. Also ergibt sich

$$T = \frac{10\,200 \cdot 160{,}3}{139{,}8 \cdot 31{,}4} = 374° \text{ abs} = 101° \text{ C}$$

als *Ansauge-Endtemperatur*. Die fertig angesaugte Ladung entstand aus folgenden Teilen annähernd gleicher spezifischer Wärme

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Rückstände | 11,2 kg | Temperatur | 430° C | Produkt | 4820 |
| Gas + Luft | 128,6 „ | „ | ∼ 20° C | „ | 2570 |
| Zusammen | 139,8 kg | | | | 7390 |

die also durch einfache Mischung eine Temperatur $7390 : 139{,}8 = 53°$ ergeben hätten; demnach entstammt $53 - 20 = 33°$ Temperaturerhöhung den Rückständen, und die weiteren $101 - 53 = 48°$ sind den warmen Wandungen entnommen. Die Temperaturerhöhung ist nachteilig durch Verringerung des Lieferungsgrades und damit der Höchstleistung der Maschine.

Für das Ende der Kompression entnehmen wir dem Diagramm einen Druck entsprechend 23,8 mm $= 23{,}8 : 1{,}75 = 13{,}6$ at Überdruck $= 14{,}6$ at abs $= 146\,000$ kg/m³. Es ist $V_k = 23{,}1$ m³/st. Also findet sich die *Kompressions-Endtemperatur*

$$T = \frac{146\,000 \cdot 23{,}1}{139{,}8 \cdot 31{,}4} = 770° \text{ abs} = 497° \text{ C}.$$

Die Höhe dieser Temperatur und damit das Kompressionsverhältnis ist durch die Rücksichtnahme begrenzt, daß Vorzündungen durch Selbstentzündung des Brenngemisches nicht auftreten sollen; denn bei

Digitized by Google

steigender Kompression werden die Endtemperaturen der Kompression höher. Das experimentell zu zeigen, kann man mit den Zahlen der Versuche 78, 80 und 82 — also bei sinngemäß veränderter Zündung — die in Tabelle 63 gegebene Vergleichsrechnung anstellen:

Tabelle 63. Ansauge- und Kompressions-Endtemperatur bei verschiedenem Verdichtungsverhältnis.

Maschinenabmessungen am Kopf von Tabelle 46a, S. 309.

| | Versuch Nr. | | 78 | 80 | 82 |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Verdichtungsverhältnis | — | 6,94 | 5,56 | 4,69 |
| 2 | Reglerstand $r$ | mm | 20 | 20,5 | 20 |
| 3 | Zündungszeit vor dem Totpunkt | ° | —1,5 | —9,5 | —18 |
| 4 | Indizierte Leistung $N_i$ | kW | 21,7 | 19,4 | 18,8 |
| 5 | Am Ende des Ausstoßens $p$ | kg/m² | 10 700 | 10 700 | 10 700 |
| 6 | $V_k$ | m³/st | 23,1 | 30,1 | 37,1 |
| 7 | Im Auspuff $T_a$ | ° abs | 703 | 701 | 703 |
| 8 | Rückstandsgewicht $G_R \sim \frac{p \cdot V_k}{31{,}4 \cdot T_a}$ | kg/st | 11,2 | 14,6 | 18,0 |
| 9 | Gemischgewicht $B + L$ | „ | 128,6 | 130,2 | 130,5 |
| 10 | Ladungsgewicht $G_L = B + L + G_R$ | „ | 139,8 | 144,5 | 148,2 |
| 11 | Mischungstemperatur $\frac{20 \cdot (B + L) + t_a \cdot G_R}{G_L}$ | ° C | 53 | 60 | 69 |
| 12 | Am Ende des Ansaugens $p'$ | kg/m² | 10 200 | 10 200 | 10 200 |
| 13 | $V_k + V_h$ | m³/st | 160,3 | 166,5 | 173,7 |
| 14 | Also $T \sim \frac{p' \cdot (V_k + V_h)}{G_L \cdot 31{,}4}$ | ° abs. | 371 | 374 | 381 |
| 15 | $t$ | ° C | 98 | 101 | 108 |
| 16 | Lieferungsgrad $\eta_l = \frac{\frac{B}{0{,}42 \cdot 1{,}293} + \frac{L}{1{,}293}}{0{,}02495 \cdot 30\, n}$ | — | 0,773 | 0,785 | 0,786 |
| 17 | Am Ende der Kompression $p''$ | kg/m² | 146 000 | 109 000 | 88 500 |
| 18 | $V_k$ | m³/st | 23,1 | 30,1 | 37,1 |
| 19 | Also $T = \frac{p'' \cdot V_k}{G_L \cdot 31{,}4}$ | ° abs | 765 | 723 | 706 |
| 20 | $t$ | ° C | 492 | 450 | 433 |

Bei geringer Kompression ist das Gewicht der Rückstände größer; das wirkt ungünstig auf die Mischungstemperatur und auf die Ansauge-Endtemperatur; daß trotzdem der Lieferungsgrad steigend gemessen worden ist, ist ein Widerspruch. Bezüglich der Kompressions-Endtemperatur überwiegt aber doch weit der Einfluß der Verdichtung selbst.

**107. Temperaturverlauf im Gasmaschinenzylinder.** Man kann dieselbe Rechnung wie für die Endpunkte des Ansaugens und Verdichtens auch für jeden Zwischenpunkt des Indikatordiagramms durchführen und erhält dadurch die Temperatur an jeder Stelle des Kreisprozesses. Zeichnet man die Temperaturen an Stelle des Druckes über der Kolbenstellung auf, so ergibt sich das *Volumen-Temperatur-Diagramm.*

Nachdem das Ladungsgewicht $G_L$ und die Gaskonstante $R$ schon im vorigen Paragraphen berechnet sind, ist der Gang der Ermittlung

Digitized by Google

sehr einfach, übrigens derselbe wie bei der Berechnung der beiden Endtemperaturen. Das Indikatordiagramm wird der Länge nach in etwa 10 Teile geteilt, zu jeder Kolbenstellung und daher jedem Werte $V$ wird der zugehörige Druck entnommen, und dann ist wieder

$$T = \frac{p \cdot V}{G_L \cdot R}$$

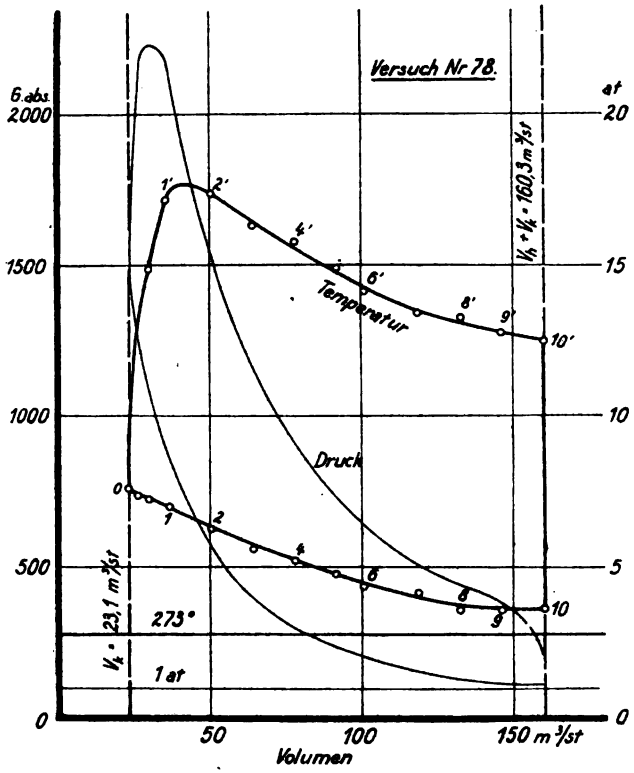



Fig. 171 bis 173[1]). Temperaturverlauf im Gasmaschinenzylinder bei verschiedenem Verdichtungsverhältnis, jeweils Höchstleistung (Vollfüllung).
Fig. 171. Verdichtung 6,94fach.

Am Diagramm des Versuches 78, Fig. 166, ergibt sich beispielsweise für den Punkt $^3/_{10}$ der Hublänge:

Kompression: $p = 5{,}0\ mm = 2{,}86\ at = 38\,900\ kg/m^2$
$V = 23{,}1 + 0{,}3 \cdot 137{,}2 = 64{,}2\ m^3/st.$
Bekannt ist $G_L = 139{,}8\ m^3/st$, $R = 31{,}4$[1]). So ist
$T = 570°$, $t = 297°$ C.
Expansion: $p = 18{,}1\ mm = 10{,}34\ at = 113\,700\ kg/m^2$
$V = 64{,}2\ m^3/st.$
Also $T = 1663°$, $t = 1390°$ C.

[1]) Durch Versehen sind die Figuren 171 bis 176 mit $R = 32{,}0$ statt $R = 31{,}4$ berechnet. Hieraus erklären sich kleine Unstimmigkeiten gegen Tabelle 64 und 66.

Digitized by Google

Tabelle 64. Temperaturverlauf im Gasmaschinenzylinder

Versuch Nr. 78. Verdichtung 6,94fach; Kompressionsraum $V_k = 23{,}1$ m³/st; Hubraum $V_h = 137{,}2$ m³/st;

| | Abszisse Nr. | Kompression | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 10 | 8 | 5 | 8 | 1 |
| 1 | Ordinate im Diagramm $h$ . . . . mm<br>Absoluter Druck | — | 0,3 | 2,25 | 5,0 | 13,0 |
| 2 | $p = \left(\frac{h}{1{,}75} + 1{,}03\right) \cdot 10\,000$ . . kg/m² | 10 200 | 12 000 | 23 200 | 38 900 | 84 700 |
| 3 | Volumen $V$ . . . . . m³/st | 160,3 | 132,8 | 91,7 | 64,2 | 36,8 |
| 4 | Temperatur $T = \frac{p \cdot V}{139{,}8 \cdot 31{,}4}$ . . °abs | 373 | 364 | 485 | 570 | 710 |

Für Versuch 78 ergibt sich in dieser Weise Tabelle 64, und für die drei mit verschiedener Kompression durchgeführten Versuche 78, 80, 82 kann man die $V$-$T$-Diagramme Fig. 171 bis 173 zeichnen.

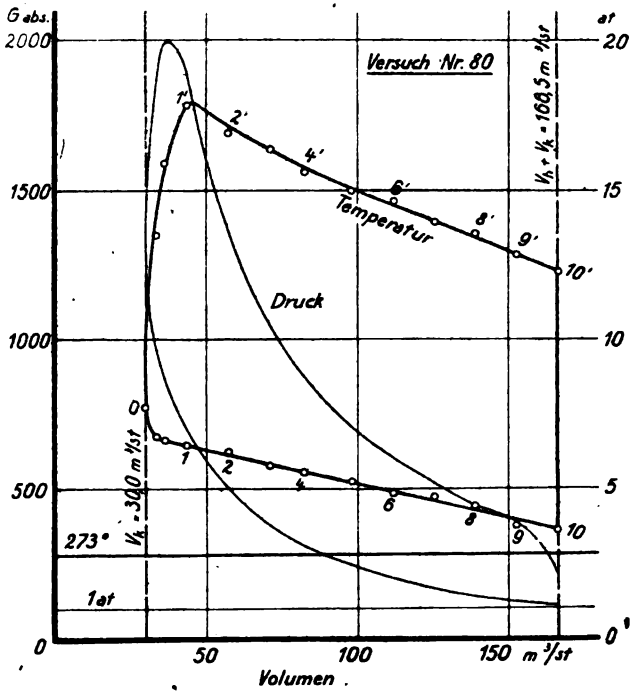



Fig. 171 bis 173. Temperaturverlauf im Gasmaschinenzylinder bei ver-
Fig. 172. Verdichtung 5,56fach.

Solche Umzeichnungen haben Wert, um Vergleiche anzustellen. Bezüglich des Einflusses der Kompression zeigen die drei Umzeichnungen, daß trotz verschiedener Höchstdrücke doch die Höchsttemperaturen sich kaum unterscheiden; sie liegen gegen 1800° abs oder 1500° C.

Digitized by Google

während eines Arbeitsspieles.

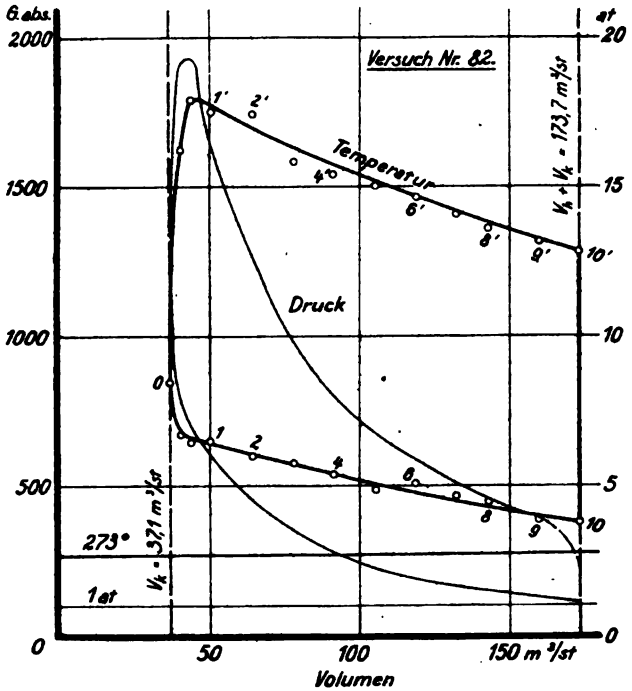
Ladungsgewicht 6,28 + 122,3 + 11,2 = 139,8 kg/st; Gaskonstante $R = 31{,}4$.

| | Expansion | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| 0 | 1′ | 3′ | 5′ | 8′ | 10′ |
| 23,8 | 35,1 | 18,1 | 10,9 | 6,0 | — |
| 146 300 | 210 800 | 113 700 | 72 700 | 44 600 | — |
| 23,1 | 36,8 | 64,2 | 91,7 | 132,8 | 160,3 |
| 771 | 1770 | 1660 | 1520 | 1350 | (1270) |

**108. Entropiediagramm der Gasmaschine.** Die Entropieänderung eines vollkommenen Gases ist durch die Formel

$$\left.\begin{aligned} s &= c_p \cdot \ln T - \\ &- A \cdot R \cdot \ln p \text{ EE/kg} \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad (37)$$

gegeben. (EE = Entropieeinheit, mangels eines besonderen Namens dafür.) Mit ihrer Hilfe läßt sich die Entropie punktweise für die gleichen Punkte wie im vorigen Paragraphen berechnen. Meist wird dann die absolute Temperatur über der Entropie als Abszisse aufgetragen im sogenannten *Entropiediagramm*: $T = f(s)$. — Wir beziehen




schiedenem Verdichtungsverhältnis, jeweils Höchstleistung (Vollfüllung).
Fig. 173. Verdichtung 4,69fach.

die Entropie auf 1 kg arbeitenden Gemisches, während wir im vorigen Paragraphen das Volumen auf die Stunde bezogen. Die Möglichkeit beider Rechnungsweisen soll gezeigt werden. Wird mit Hilfe der Rechnung ein Vergleich zwischen verschiedenen Maschinenzuständen gezogen,

Digitized by Google

so bestimmt die Wahl nicht nur einen verschiedenen Maßstab; wenn die stündlich aufgenommenen Gewichte verschieden sind, so müssen auch die relativen Ergebnisse für die Zeiteinheit und für die Mengeneinheit entsprechend — meist wenig — sich unterscheiden.

Tabelle 65. Spezifische Wärme der

| | Annähernde Gaszusammensetzung in % | t = |
|---|---|---|
| 1 | $k = 6{,}1$ . . . . . | $c_p$ / $k \cdot c_p$ |
| 2 | $o + n = 93{,}9$ . . . . . | $c_p$ / $(o + n) \cdot c_p$ |
| 3 | $w = 15{,}0$ . . . . . | $c_p$ / $w \cdot c_p$ |
| | | $\Sigma x \cdot c_p$ / $k + o + n + w = 115{,}0$ |
| 4 | Spezifische Wärme $c_p = \frac{\Sigma x \cdot c_p}{115{,}0}$ . . . . . | |
| 5 | Aufs Gewicht bezogen, $\gamma = 1{,}21$ kg/m³ $\left(\frac{0}{760}\right)$ . . . | |

Nach den Rechnungen der beiden vorigen Paragraphen fehlt zur Berechnung der Entropie nur noch die spezifische Wärme $c_p$ für konstanten Druck. Sie ist von der Temperatur abhängig nach Fig. 17, S. 95; man ermittelt an Hand dieser Figur die spezifischen Wärmen der bekannten Abgasmischung von 0 bis etwa 200, 600 . . . ° C, Tabelle 65, und interpoliert graphisch auf die vorkommenden Temperaturen. Für den Verdichtungsvorgang und für die Expansion wäre diese Ermittlung je einmal zu machen, da es sich um verschiedene Stoffe handelt; für die Zeit der Verbrennung kann man sogar die jeweils bereits verbrannte Gasmenge aus der bis dahin nachgewiesenen Wärmeerzeugung finden; diese Ermittlung, an Zeitdiagrammen ausgeführt, findet man von Borth in Forschungsarbeiten Heft 55 oder Z. d. V. D. I. 1908, S. 523 wiedergegeben.

Solche umständliche Rechnung hat aber nur Zweck, wenn man auch die Zusammensetzung des Leuchtgases wirklich kennt bzw. durch Analyse (Techn. Mess. § 121) ermittelt, und dann auch die Raumverminderung bei der Reaktion beachtet; der Rechnungsgang hierfür ist Hütte I, S. 475 gegeben. Nachdem wir bisher in dieser Hinsicht Vernachlässigungen gemacht haben, wollen wir auch jetzt kurzerhand die spezifische Wärme des brennbaren Gemisches gleich der der Abgase nach Tabelle 65 annehmen.

Tabelle 66. Entropie und Temperatur im Gasmaschinen-

Versuch Nr. 78. Daten am Kopf von Tabelle 64.

| | Versuch Nr. | Kompression | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 10 | 8 | 5 | 3 | 1 |
| 1 | Absoluter Druck $p$ . . . . . kg/m² | 10 200 | 12 000 | 23 200 | 38 900 | 84 700 |
| 2 | $\ln p = \ln\left(\frac{p}{1000}\right) + \ln 1000$ . . . . . — | 9,230 | 9,392 | 9,952 | 10,569 | 11,347 |
| 3 | $A \cdot R \cdot \ln p = 0{,}0735 \cdot \ln p = I$ . . . . — | 0,678 | 0,690 | 0,731 | 0,777 | 0,834 |
| 4 | Absolute Temperatur $T$ (Tab. 64) . ° abs | 373 | 364 | 485 | 570 | 710 |
| 5 | $\ln T$ . . . . . — | 5,922 | 5,897 | 6,184 | 6,346 | 6,565 |
| 6 | $c_p$ nach Tab. 65 . . . . . kcal/° C · kg | 0,263 | 0,263 | 0,267 | 0,269 | 0,271 |
| 7 | $c_p \cdot \ln T = II$ . . . . . — | 1,557 | 1,550 | 1,652 | 1,707 | 1,779 |
| 8 | Entropie $II - I$ . . . . . EE/kg | 0,879 | 0,860 | 0,921 | 0,930 | 0,945 |

Digitized by Google

Verbrennungsgase (mittlere zwischen 0° und $t$°) bei Versuch 78, 80, 82.

| 200° | 600° | 1000° | 1400° | 1800° | |
|---|---|---|---|---|---|
| 0,421 | 0,472 | 0,506 | 0,528 | 0,543 | |
| 2,6 | 2,9 | 3,1 | 3,2 | 3,3 | |
| 0,311 | 0,317 | 0,326 | 0,334 | 0,341 | |
| 29,2 | 29,8 | 30,6 | 31,4 | 32,0 | |
| 0,361 | 0,375 | 0,394 | 0,417 | 0,443 | |
| 5,4 | 5,6 | 5,9 | 6,3 | 6,6 | |
| 37,2 | 38,3 | 39,6 | 40,9 | 41,9 | |
| 0,323 | 0,333 | 0,344 | 0,356 | 0,364 | kcal/m³ $\left(\frac{0}{760}\right)$ · °C |
| 0,267 | 0,275 | 0,284 | 0,294 | 0,301 | kcal/kg · °C |

Wir berechnen wieder den Punkt $^3/_{10}$ des Versuches Nr. 78:

Kompression: $T = 570°$; $t = 297°$; $c_p = 0{,}269$

$p = 38\,900$ kg/m²

$c_p \cdot \ln T = 0{,}269 \cdot 6{,}346 = 1{,}710$

$\frac{31{,}4}{427} \cdot \ln p = \frac{31{,}4}{427} \cdot (5{,}964 + 4{,}605) = 0{,}776$

$0{,}934$

Expansion: $T = 1663°$; $t = 1390°$; $c_p = 0{,}294$

$p = 113\,700$ kg/m²,

$0{,}294 \cdot \ln T = 0{,}293 \cdot (5{,}114 + 2{,}303) = 2{,}175$

$\frac{31{,}4}{427} \cdot \ln p = \frac{31{,}4}{427} \cdot (4{,}732 + 6{,}908) = 0{,}856$

$1{,}319$

Die natürlichen Logarithmen der großen Zahlen muß man meist gemäß $\ln 38\,900 = \ln 389 + \ln 100$ finden.

zylinder während eines Arbeitsspieles.

jedoch Bezugsmenge 1 kg Gasgemisch.

| | Expansion | | | | | Abkühlung |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 0 | 1′ | 3′ | 5′ | 8′ | 10′ | |
| 146 300 | 210 800 | 113 700 | 72 700 | 44 600 | (34 800) | 20 000 |
| 11,894 | 12,258 | 11,641 | 11,194 | 10,705 | 10,427 | 9,908 |
| 0,874 | 0,901 | 0,856 | 0,823 | 0,787 | 0,766 | 0,728 |
| 771 | 1770 | 1660 | 1520 | 1350 | 1270 | 732 |
| 6,648 | 7,482 | 7,418 | 7,330 | 7,211 | 7,150 | 6,596 |
| 0,272 | 0,294 | 0,294 | 0,290 | 0,285 | 0,283 | 0,273 |
| 1,808 | 2,199 | 2,180 | 2,125 | 2,055 | 2,022 | 1,800 |
| 0,934 | 1,298 | 1,324 | 1,302 | 1,268 | 1,256 | 1,072 |

Für eine Reihe von Punkten von Versuch 78 ist in Tabelle 66 das Ergebnis der gleichen Berechnung gegeben. Fig. 174 bis 176 geben die $s$ — $T$-Diagramme für die drei Kompressionsgrade.

Bei der Auswertung bedarf es, soweit der Rechenschieber (tunlichst von 50 cm Länge) benutzt wird,

Digitized by Google

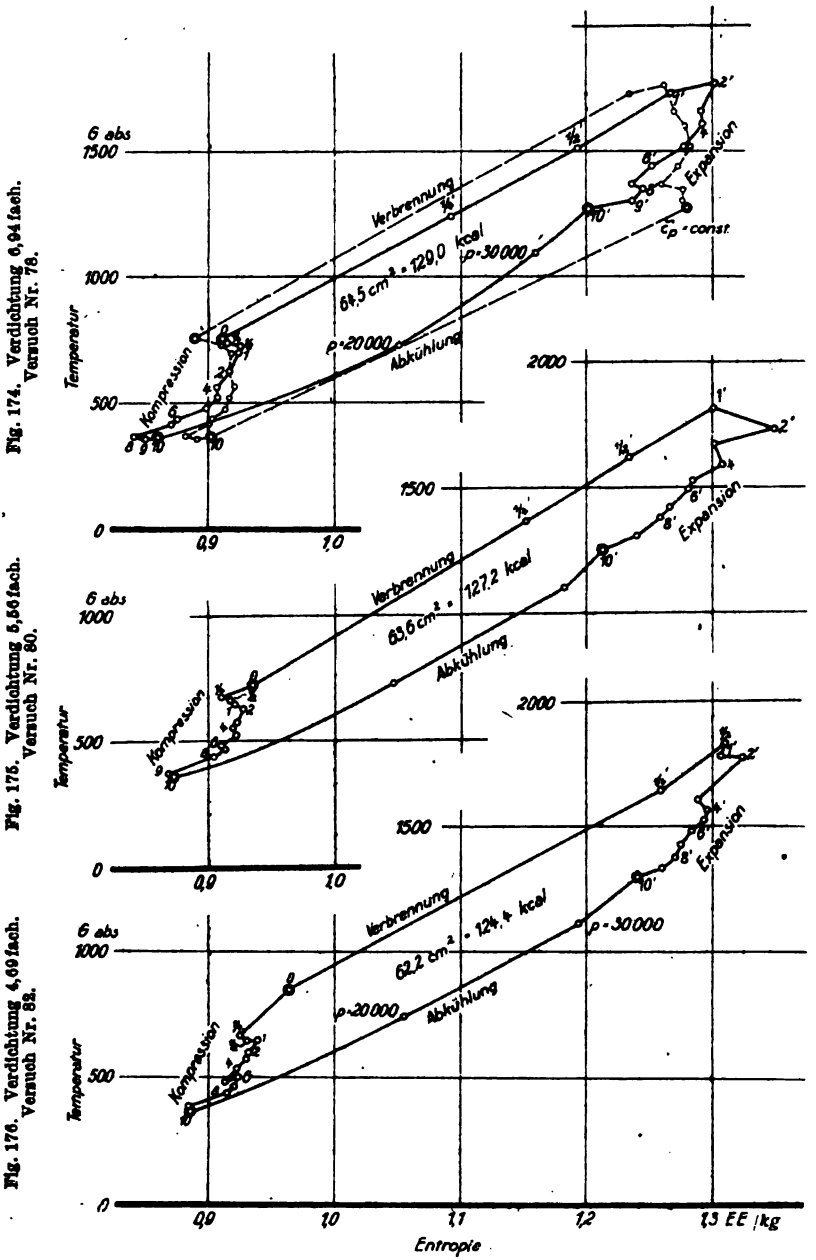



**Fig. 174 bis 176.** Entropiediagramme bei verschiedenem Verdichtungsverhältnis, jeweils bei Höchstleistung der Maschine, Zündung nachgeregelt. $^1/_3$ nat. Gr.

In Fig. 174 ist gestrichelt das Ergebnis einer Rechnung mit konstanter spezifischer Wärme eingetragen.

Vergleiche die Anmerkung auf S. 363. Das dort genannte Versehen hat die Entropiediagramme um etwa 0,02 EE nach links gerückt, in der Gestalt kaum geändert.

Digitized by Google

peinlicher Sorgfalt. Denn jeweils erhält man die Entropie als Differenz zweier Zahlen, außerdem bewegen sich die erhaltenen Werte der Entropie in engen Grenzen, und es kommen nochmals die Differenzen gegen den Mindestwert in Frage; es handelt sich also um eine doppelte Differenzmethode (Techn. Mess. § 17).

Der einfache Rechnungsgang liefert keinen Abschluß für das $s\,T$-Diagramm; vom Augenblick an, wo das Auslaßventil öffnet, ändert sich das Ladungsgewicht im Zylinder und die Rechnung wird hinfällig. Der Abschluß wird gewonnen durch folgende Überlegung: Wärmetheoretisch nötig ist Abführung der nicht umgesetzten Wärme auf dem niedrigeren Temperaturniveau; das wird praktisch ausgeführt durch Ausstoßen der warmen Gase und Ansaugen von kalten; gleichwertig wäre ein Vorgang, wo man die Ladung von Punkt 10 bis 10′ im Zylinder ließe und durch Abkühlung auf den Anfangsdruck brächte. Es handelte sich um eine Abkühlung bei konstantem Volumen, im $s\,T$-Diagramm eine logarithmische Linie; zwei Punkte derselben bei 30 000 und 20 000 kg/m² Druck sind berechnet; das zugehörige Volumen nämlich ist $V_k + V_h$, daraus folgen Temperatur und Entropie nun im gewohnten Rechnungsgang.

Die Fläche des Entropiediagrammes stellt die in Arbeit verwandelte Wärme dar; die des Indikatordiagrammes gab die aus der Wärme gewonnene Arbeit; beide sind also einander äquivalent. So fanden sich aus den Diagrammen der Fig. 174 bis 176 (bei der Drucklegung auf $^2/_5$ verkleinert) die Werte der Tabelle 67. die die Flächenwerte des Entropiediagrammes mit denen des Indikatordiagrammes vergleicht.

Tabelle 67. Äquivalenz des Wärmeumsatzes im $s$-$T$-Diagramm mit der Arbeitserzeugung im Indikatordiagramm.

| | Versuch Nr. | 78 | 80 | 82 |
|---|---|---|---|---|
| 1 | Flächeninhalt nach Fig. 174 bis 176 . . . cm² | 64,5 | 63,6 | 62,2 |
| | Maßstab der Abszissen: 1 cm = 0,02 EE/st | | | |
| | „ „ Ordinaten: 1 cm = 100°, | | | |
| | also der Flächen: 1 cm² = 0,02 · 100 kcal/st | | | |
| | 1 cm² = 2 kcal/st | | | |
| 2 | Flächenwert . . . . . kcal/kg | 129,0 | 127,2 | 124,4 |
| | Demgegenüber: | | | |
| 3 | Indizierte Leistung $N_i$ (Fig. 166, Tab. 60) kW | 21,7 | 19,4 | 18,8 |
| 4 | Wärmewert 859 · $N_i$ . . . . . kcal/st | 18 640 | 16 660 | 16 150 |
| 5 | Ladungsgewicht . . . . . kg/st | 139,5 | 144,5 | 148,2 |
| 6 | Quotient . . . . . kcal/kg | 133,7 | 115,2 | 108,8 |

Die Übereinstimmung zwischen Zeile 2 und 6 ist nur mäßig. —

Die Entropiediagramme haben je die Gestalt eines Parallelogrammes, dessen Seiten den vier Vorgängen: Komprimieren, Verbrennen, Expandieren und Wiederableiten der Wärme entsprechen. Beim Verbrennen steigt mit der Temperatur auch die Entropie, beim Wiederableiten ist es umgekehrt. Kompression und Expansion würden senkrecht laufen, wenn die Vorgänge adiabatisch verliefen. In Wahrheit gehen beide



Digitized by Google

Parallelogrammseiten merklich schräg, in dem Sinne, daß bei der Kompression eine Wärmeaufnahme, bei der Expansion Wärmeabgabe stattfindet; allerdings ist die Wärmeaufnahme am Ende der Kompression schon ins Gegenteil umgeschlagen, entsprechend der höher gewordenen Temperatur der Gase. Alles das läßt sich erwarten, wenn man an die Unterschiede zwischen der wesentlich unveränderten Temperatur der Wandung gegen die wechselnde Temperatur der Gase denkt.

In das Diagramm von Versuch 78 ist noch schwach gestrichelt ein anderes gezeichnet, das durch den gleichen Rechnungsgang unter Annahme konstanter spezifischer Wärme erhalten wurde. Diese Näherungsannahme hätte adiabatischen Verlauf der Kompression und Expansion gezeigt und also irregeführt: die Kompressions- und Expansionslinien im Indikatordiagramm folgen zwar dem Gesetz $p\,v^k = \text{konst}$, dies Gesetz aber stellt bei veränderlicher spezifischer Wärme keine Adiabate dar. Außerdem weicht der Flächeninhalt sehr von dem nach der genaueren Methode ab; bei dieser Empfindlichkeit gegen die Annahme der spezifischen Wärme ist die mangelhafte Übereinstimmung (Tabelle 67) der $s$-$T$-Fläche mit dem Arbeitsäquivalent des Indikatordiagrammes verständlich.

**109. Verbrauch von Ölmotoren.** Bei Öl und anderen flüssigen Brennstoffen tritt an die Stelle der Gasmessung die Messung der Brennstoffmenge — etwa indem man an die Zulaufleitung zum Vergaser oder zur Ölpumpe einen durch Dreiwegehahn absperrbaren Abzweig macht, aus dem während des eigentlichen Versuchs der Brennstoff entnommen wird. Man entnimmt ihn dabei einem offenen Gefäß, in das man nach Bedarf Brennstoff nachfüllt; in das Gefäß ragt eine Spitze herein; das Abreißen der Spitze vom Flüssigkeitsspiegel bedeutet zuerst den Beginn des Versuches, dann den Verbrauch einer inzwischen hinzugefügten abgewogenen passenden Brennstoffmenge. Die Nadel befindet sich an einem vom Gefäß abnehmbaren Balken, damit man sich durch Lüften des Balkens davon überzeugen kann, wie lange es noch zum Abreißen ist.

Bei Verwendung flüssiger Brennstoffe können merkliche Wärmemengen durch Rußbildung vorlorengehen; auf Vermeidung der Rußbildung durch die betriebstechnisch möglichen Mittel ist also bei der Versuchsausführung zu achten; man beobachte den Auspuff. Über den Schmierölverbrauch gilt dasselbe wie für Gasmaschinen (S. 300).

Bei Teeröl-Dieselmaschinen pflegt zur Entzündung des *Hauptbrennstoffes* ein *Zündöl* der Einspritzung vorgelagert zu werden; dasselbe ist teurer und pflegt auch für den Betrieb wertvoller zu sein. Beim Versuch ist dann durch Einstellen der Zündölpumpe anzustreben, daß die Aufnahme an Zündöl genau der in der Gewährleistung angenommenen entspricht; die Aufnahme an Treiböl wird gemessen. Immerhin kann man die Zündölaufnahme nicht ganz genau einstellen; den Unterschied pflegt man dann bei Garantieversuchen nicht nach dem Gewicht und Heizwert beider Ölarten, sondern nach dem Preise auszugleichen.

So lautete eine Gewährleistung: es solle bei 30 PS Leistung am Schwungrad der Maschine nicht mehr als 205 g Teeröl von 8800 kcal/kg

Digitized by Google

und 24 g Zündöl von 10 000 kcal/kg bezogen auf die am Schwungrad gemessene Pferdekraftstunde verbraucht werden — mit einem Spielraum von 10%.

Bei der Nachprüfung wurde benutzt:

ein Teeröl zum Preise 5,0 M/100 kg; Elementaranalyse 87,7% C, 6,97% H; unterer Heizwert $0{,}877 \cdot 8100 + 0{,}0687 \cdot 29\,000 = 9100$ kcal/kg (Verbandsformel, Techn. Mess. § 114),

ein Zündöl zum Preise 13,0 M/100 kg, Elementaranalyse 85,9% C, 12,6% H; unterer Heizwert $0{,}859 \cdot 8100 + 0{,}122 \cdot 29\,000 = 10\,480$ kcal/kg.

Beim Versuch wurde die Leistung tunlichst auf 30 PS eingeregelt, die Nachrechnung ergab indessen als wirkliche Leistung 31,0 PS; die wirkliche Belastung war daher um 3,3% zu hoch, das ist weniger als die in den „Regeln", § 10 zugelassenen 5%; die Garantie muß also bei dieser Leistung erfüllt werden. Es wurden aufgenommen 6,56 kg/st Teeröl und 0,878 kg/st Zündöl. Ist die Gewährleistung erfüllt oder nicht?

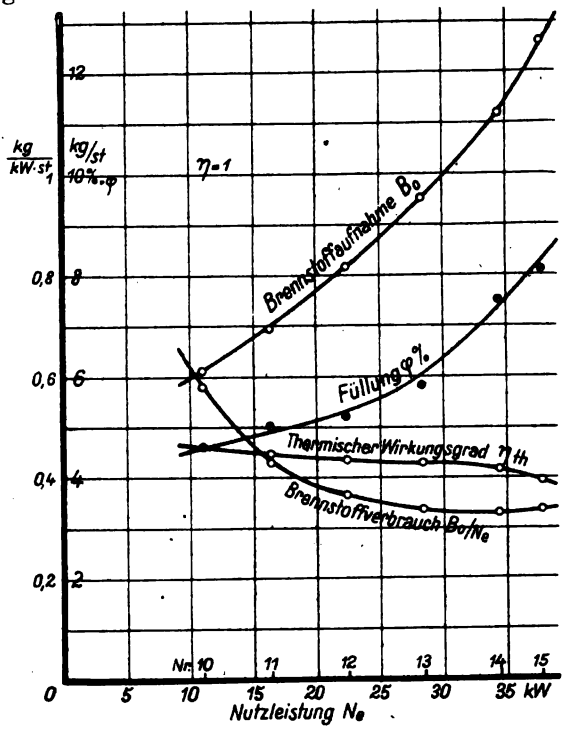



Fig. 177. Gleichdruck-Ölmaschine bei wechselnder Leistung.

Der Zündölverbrauch ist $0{,}878 : 31{,}0 = 28{,}3$ g/PS · st, der Teerölverbrauch ist $6{,}56 : 31{,}0 = 212$ g/PS · st; der Gesamtverbrauch ist 240,3 g/PS · st, während 229 g zugelassen sind; *Mehrverbrauch* 4,9% *dem Gewicht nach.* — Der *Wärmemenge nach* ist der Verbrauch $0{,}0283 \cdot 10\,480 + 0{,}212 \cdot 9100 = 296 + 1930 = 2230$ kcal/PS · st, während $0{,}024 \cdot 10000 + 0{,}205 \cdot 8800 = 240 + 1800 = 2040$ kcal zugelassen sind; Mehrverbrauch 9,3%. — Aber weder nach dem Gewicht noch dem Heizwert nach soll — wie ausdrücklich vereinbart wurde — gerechnet werden, sondern *dem Preise nach.* Nun werden die Kosten der Pferdekraftstunde $0{,}0283 \cdot 13{,}0 + 0{,}212 \cdot 5{,}0 = 0{,}37 + 1{,}06 = 1{,}43$ Pf., während $0{,}024 \cdot 13{,}0 + 0{,}205 \cdot 5{,}0 = 0{,}31 + 1{,}02 = 1{,}33$ Pf. zugelassen sind; Mehrkosten 7,5%.

Die verschiedenen Rechnungsweisen geben also recht verschiedene



Digitized by Google

Resultate; während nach dem thermischen Wert berechnet die Gewährleistung kaum befriedigt ist, ist sie dem Geldwert nach — allerdings unter Zuhilfenahme des Spielraumes — bequem erfüllt. —

Wegen der Verwendung zweier Brennstoffe macht die Angabe einer Verbrauchsziffer einige Not; wenigstens läßt sich aus einer Ziffer nicht auf die Wirtschaftlichkeit schließen, und auch die Begriffe des thermischen und des wirtschaftlichen Wirkungsgrades werden dadurch unklar. Zwar kann man addieren, und, wie eben berechnet, den Brennstoffverbrauch zu 240,3 g/PS · st angeben; aber wenn die Einzelzahlen nicht festliegen, hat diese Zahl weniger Wert. Gelegentlich rechnet man wohl beide Verbrauchszahlen auf einen Heizwert von 10 000 kcal/kg um; dem würde allerdings bei der oben angeführten Gewährleistung der Wortlaut widersprechen. Da der Heizwertverbrauch der beiden Brennstoffe zu 2230 kcal/PS · st berechnet worden ist, so wäre der *auf 10 000 kcal bezogene Brennstoffverbrauch* 223 g/PS · st. —

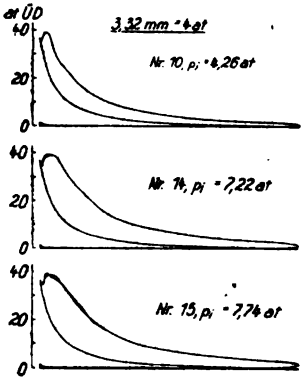



Fig. 178. Diagramme der Ölmaschine bei wechselnder Leistung. 2/5 nat. Gr.

In Tabelle 68 und Fig. 177 sind die Ergebnisse einer Reihe mit steigender Leistung zusammengestellt. Fig. 178 gibt die zugehörigen Diagramme. Der wirtschaftliche wie der thermische Wirkungsgrad kann nur auf die Menge: Treiböl + Zündöl bezogen werden, wird deshalb nach dem vorher Gesagten wirtschaftlichen Anforderungen nicht ganz

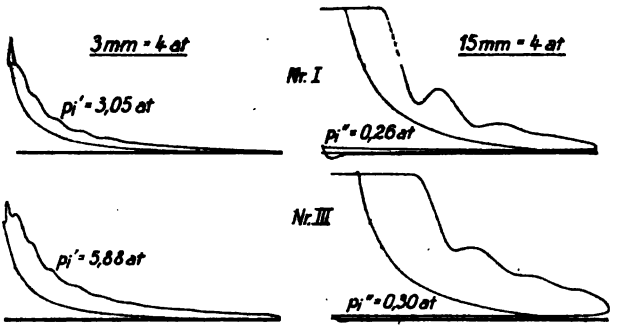



Fig. 179. Diagramme der Ölmaschine bei wechselnder Leistung. 2/5 nat. Gr.

gerecht. Der Höchstwert des wirtschaftlichen Wirkungsgrades bleibt mit 26,2% weit unter dem heute erreichbaren. Der mechanische Wirkungsgrad ist auffallend schlecht, weil bei einer Zweizylindermaschine nur ein Zylinder betrieben, der andere Kolben herausgenommen war, so daß noch die schwerere mehrfach gelagerte Welle betrieben wurde. Es ist noch eingetragen der Kompressionsenddruck und der Höchstdruck bei der Verbrennung — beide etwa konstant bei allen Leistungen —,

Digitized by Google

ferner die Füllung $\varphi$, wie sie in Prozenten des Hubes dem Indikatordiagramm zu entnehmen ist, ganz wie bei der Dampfmaschine, nur nicht immer sehr genau, wenn nämlich die Spitze schlecht ausgeprägt ist; trotz dieser Unsicherheit geht die Brennstoffaufnahme gut mit der Füllung des Diagrammes, Zeile 17 von Tab. 68.

In Fig. 179 sind Diagramme einer anderen Maschine, ebenfalls bei verschiedener Leistung, deshalb noch gegeben, weil hier auch die *Schwachfederdiagramme* vorhanden sind, die in Fig. 178 fehlen und bei Ermittlung der indizierten Leistung Tabelle 68 deshalb unbeachtet blieben — fälschlicherweise, denn die Betrachtungen des § 94 gelten für die Ölmaschine wie für die Gasmaschine.

Beachtenswert ist gegenüber den Diagrammen der Gasmaschine Fig. 136, S. 310, daß die Schwachfederdiagramme stets die gleichen sind; der volumetrische Wirkungsgrad ist stets der gleiche; denn die Regelung ist eine reine Gemischregelung.

**Tabelle 68[1]). Verbrauch eines Ölmotors bei wechselnder Leistung.**

Zylinderbohrung 300 mm; Hub 580 mm; $N_i = 0{,}0335 \cdot p_i \cdot n$ kW.
Einblasedruck 70 at;
Heizwerte des Treiböls (Teeröl) 9100 kcal/kg; des Zündöls 10 530 kcal/kg.

| | Versuch Nr. | 10 | 12 | 14 | 15 |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Bremsleistung $N_e$ . . . . . kW | 10,5 | 22,3 | 34,3 | 37,8 |
| 2 | Drehzahl $n$ . . . . . /min | 230 | 228 | 225 | 223 |
| 3 | Indizierter Druck $p_i$ . . . . . at | 4,26 | 5,45 | 7,22 | 7,74 |
| 4 | Indizierte Leistung $N_i$ . . . . . kW | 32,8 | 41,5 | 54,4 | 57,7 |
| 5 | Leistungsverlust $N_i - N_e$ . . . . . „ | 22,3 | 19,2 | 20,1 | 19,9 |
| 6 | Mechanischer Wirkungsgrad $\eta_m = N_e/N_i$ — | 0,321 | 0,536 | 0,630 | 0,655 |
| 7 | Brennstoffaufnahme: Teeröl $B_1$ . . kg/st | 5,05 | 7,40 | 10,96 | 12,62 |
| 8 | Zündöl $B_2$ . . „ | 1,44 | 1,39 | 1,18 | 1,08 |
| 9 | Zusammen, bez. auf 10 000 kcal, $B_o$ „ | 6,11 | 8,19 | 11,21 | 12,62 |
| 10 | Brennstoffverbrauch $B_o/N_e$ . . kg/kW · st | 0,581 | 0,367 | 0,328 | 0,334 |
| 11 | $B_o/N_i$ . . . „ | 0,186 | 0,197 | 0,207 | 0,219 |
| 12 | Thermischer Wirkungsgrad $\eta_{th}$ . . . . — | 0,460 | 0,436 | 0,417 | 0,393 |
| 13 | Wirtschaftlicher Wirkungsgrad $\eta_w$ . . . — | 0,148 | 0,234 | 0,262 | 0,257 |
| 14 | Kompressionsdruck . . . . . at abs | 35,3 | 36,9 | 36,3 | 36,8 |
| 15 | Höchstdruck bei der Verbrennung . „ | 38,7 | 39,2 | 38,4 | 38,7 |
| 16 | Füllung $\varphi$ . . . . . % | 4,6 | 5,4 | 7,5 | 8,1 |
| 17 | $B_o : \varphi$ . . . . . — | 1,33 | 1,52 | 1,50 | 1,56 |

**110. Andere Versuchsreihen am Ölmotor.** Betreffs anderer Versuchsreihen ist die Mannigfaltigkeit bei der Dieselmaschine kleiner als bei der Verpuffungsmaschine, weil weder der Zündungspunkt noch das Gemisch beliebig geändert werden kann. Verändern kann man den Beginn des Einblasens, und auch den Einblaseüberdruck.

Den *Zeitpunkt des Einblasens* kann man meist verändern, indem man die am Schwinghebel sitzende Druckschraube mehr oder weniger

[1]) Versuche der Tab. 68 u. 69 nach einer Diplomarbeit des Dipl.-Ing. W. Beitze

Digitized by Google

Tabelle 69. Einfluß des Einblasedruckes

| | Versuch Nr. | | Leistung 4 | Leistung 7 |
|---|---|---|---|---|
| 1 | Bremsleistung $N_e$ | kW | 21,2 | 21,25 |
| 2 | Einblasedruck $p_e$ | at | 50 | 60 |
| 3 | Drehzahl $n$ | /min | 226 | 227 |
| 4 | Indizierter Druck $p_i$ | at | 5,68 | 5,71 |
| 5 | Indizierte Leistung $N_i$ | kW | 43,0 | 43,4 |
| 6 | Leistungsverlust $N_i - N_e$ | „ | 21,8 | 22,15 |
| 7 | Brennstoffaufnahme Treiböl $B_1$ | kg/st | 9,20 | 7,70 |
| 8 | Zündöl $B_2$ | „ | 1,22 | 1,33 |
| 9 | zusammen, bez. auf 10 000 kcal $= B_o$ | „ | 9,64 | 8,40 |
| 10 | Brennstoffverbrauch $B_o/N_e$ | kg/kW · st | 0,456 | 0,396 |
| 11 | Brennstoffverbrauch $B_o/N_i$ | „ | 0,224 | 0,193 |
| 12 | Thermischer Wirkungsgrad $\eta_{th} = \frac{10\,000 \cdot N_i}{859 \cdot B_o}$ | — | 0,383 | 0,444 |
| 13 | Mechanischer Wirkungsgrad $\eta_m$ | — | 0,493 | 0,490 |
| 14 | Wirtschaftlicher Wirkungsgrad $\eta_w$ | — | 0,189 | 0,217 |
| 15 | Kompressionsdruck $p_k$ | at abs | 36,0 | 36,8 |
| 16 | Höchstdruck bei der Verbrennung $p_m$ | „ | 29,3 | 37,2 |
| 17 | Einblaseüberdruck $p_e - p_m$ | at | 20,7 | 22,8 |

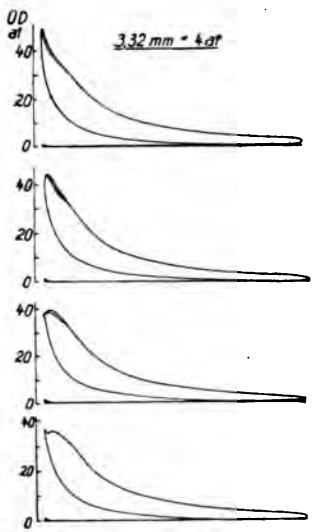



Fig. 180. Diagrammgestalten bei verschiedenem Beginn des Einblasens; Einblasedruck unverändert 70 at. Leistung konstant. $^2/_5$ nat. Gr.

gegen das Einblaseventil vorstellt, also den toten Gang zwischen beiden und dadurch auch den Ventilhub verändert. Daß durch diese Maßnahme zugleich der Wiederabschluß der Einblasenadel verändert wird, ist normal belanglos, weil der Brennstoff rechtzeitig vorher schon gänzlich eingeblasen ist; also ändert sich dadurch nur die Menge überflüssig eingeblasener Einblaseluft. Verschiedenes Einblasen macht sich im Indikatordiagramm kenntlich, wie Fig. 180 zeigt; man kann die Verspätung weiter treiben als in Nr. 4, bis wegen zu niedriger Temperatur — der Druck geht ja herab — die Zündung ausbleibt.

Die *Wirkung wechselnden Einblaseüberdruckes* wird durch die Versuchsreihen erläutert, die Tabelle 69 und Fig. 181 und 182 geben. Eine Reihe ist mit unveränderter Leistung ausgeführt, die andere bei Höchstleistung der Maschine.

Bei *unveränderter Leistung* wird die Wirtschaftlichkeit bei 70 at am günstigsten. Der Einblasedruck 50 at bei Nr. 4 ist dadurch als zu gering gekennzeichnet, daß nun im Zylinder der Kompressionsenddruck bei weitem nicht mehr ausgenutzt wird;

Digitized by Google

auf den Gang des Ölmotors.

| konstant | | Höchstleistung | | |
|---|---|---|---|---|
| 12 | 18 | 9 | 15 | 21 |
| 22,3 | 21,8 | 33,6 | 37,8 | 40,5 |
| 70 | 80 | 60 | 70 | 80 |
| 228 | 227 | 223 | 223 | 222,5 |
| 5,45 | 5,95 | 7,19 | 7,74 | 8,38 |
| 41,6 | 45,1 | 53,6 | 57,7 | 62,4 |
| 19,3 | 23,3 | 20,0 | 19,9 | 21,9 |
| 7,40 | 7,81 | 12,35 | 12,62 | 12,91 |
| 1,39 | 1,34 | 1,12 | 1,08 | 1,05 |
| 8,19 | 8,52 | 12,41 | 12,62 | 12,86 |
| 0,367 | 0,392 | 0,370 | 0,334 | 0,318 |
| 0,197 | 0,189 | 0,231 | 0,219 | 0,206 |
| 0,436 | 0,455 | 0,372 | 0,393 | 0,416 |
| 0,536 | 0,483 | 0,627 | 0,655 | 0,650 |
| 0,234 | 0,219 | 0,233 | 0,257 | 0,270 |
| 36,9 | 34,8 | 36,2 | 36,8 | 36,0 |
| 39,2 | 44,5 | 34,7 | 38,7 | 45,8 |
| 30,8 | 35,5 | 25,3 | 31,3 | 34,2 |

die schleppende Verbrennung und mangelhafte Zerstäubung war auch an rauchendem Auspuff kenntlich. Bei 80 at Einblasedruck, Nr. 18, geht der Verbrennungsdruck bis 44,5 at, weit über den Kompressionsenddruck hinaus. Der thermische Wirkungsgrad gewinnt auch hierdurch noch, aber der mechanische sinkt ab, indem nun der in der Düse vorhandene Brennstoff vorzeitig verbraucht ist und dann unnötig Luft eingeblasen wird.

Die Leistung der Kompressionspumpe ist nämlich unter die Getriebeverluste gerechnet, sie ver-

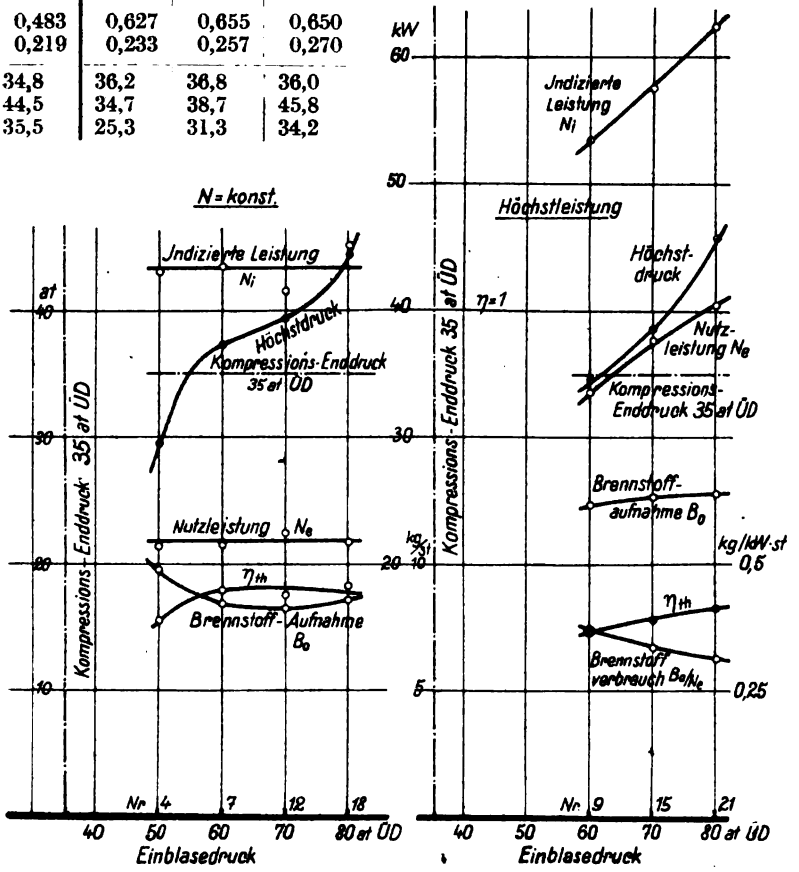



Fig. 181 a und b. Ölmotor bei wechselndem Einblasedruck.

Digitized by Google

schlechtert also den mechanischen Wirkungsgrad. Diese Rechnungsweise ist notwendig, denn man kann meist den Leistungsverbrauch der Pumpe nicht messen, also ihn nicht berücksichtigen; sie ist zulässig nach den Erwägungen des § 94, denn es handelt sich teilweise um die zum Zerstäuben nötige Arbeit, also um einen mechanischen Nebenzweck, der mit dem thermischen Kreisprozeß insoweit nichts zu tun hat; teilweise freilich doch, denn die eingeblasene Luft wird auch als Kompressionsluft verwendet.

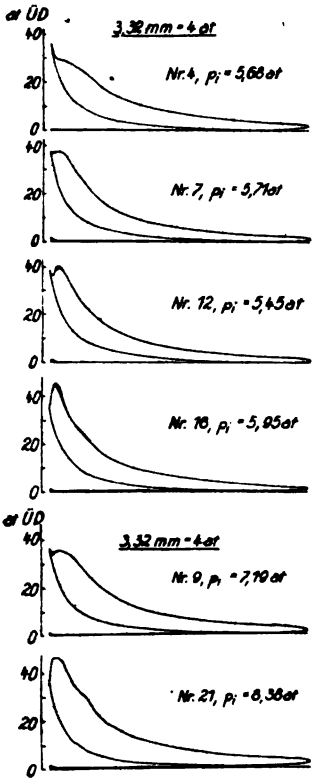



Fig. 182. Diagrammgestalten bei verschiedenem Einblase-Überdruck $p_e$. Beginn des Einblasens unverändert.

Die *bei Höchstleistung* aufgenommene Reihe zeigt starkes Anwachsen der Leistungshergabe mit dem Einblasedruck, und zwar bis 80 at hin dauernd; dessen Steigerung ist also ein Mittel zur Leistungssteigerung.

Bezogen auf Höchstleistung ist die Wirtschaftlichkeit dauernd im Wachsen, denn der thermische Wirkungsgrad steigt und der mechanische wird diesmal nicht merklich geringer, da die höhere Leistung der Einblasedruckpumpe diesmal ausgenutzt wird.

Bei 50 at war ein als Höchstleistung anzusprechender Zustand nicht zu erzielen. Der Auspuff rußte stark, und der Zylinder setzte so schnell Ruß an, daß der Zustand betriebstechnisch unmöglich war. Auch bleibt diesmal schon bei 60 at Einblasedruck, Nr. 9, der Höchstdruck der Verbrennung unter dem Kompressionsenddruck. Bei 50 at Einblasedruck war über die Leistung des Versuches 4 nicht wohl hinauszugehen. —

Bei allen Versuchen am Ölmotor lassen sich dieselben *weiteren Auswertungen* machen wie bei der Gasmaschine. Hat man die Luftmenge oder die Abgaszusammensetzung gemessen, sowie die Abgastemperatur, und kennt man das Verdichtungsvolumen, so kann man Lieferungsgrade und Wärmebilanzen, Temperatur- und Entropiediagramm in durchaus gleicher Weise berechnen.

**111. Diagrammform, Einsteuerung der Viertaktmaschine.** Die Abhängigkeit des Indikatordiagrammes vom Spiel der Ventile ist bei der Verbrennungskraftmaschine eine weniger innige als bei der Dampfmaschine. Wesentlich hängt die Diagrammform vom Verdichtungsverhältnis, dem Zündungszeitpunkt und von Heizwert und Brisanz der Mischung ab. Diese Einflüsse sind durch die gegebenen Versuchsreihen hinreichend klargestellt.

Digitized by Google

Die Einsteuerung der Viertaktmaschine ist deutlich nur im Schwachfederdiagramm zu beurteilen. In Fig. 183 ist ein solches in normaler Form und darunter dasselbe, mit versetzter Kurbel aufgenommen, gegeben, beide mit sehr schwacher Feder. Durch Auskurbeln der Maschine wurde für das Auslaßventil festgestellt:

Öffnen 44° vor dem äußeren Totpunkt.
Schließen 5° hinter dem inneren Totpunkt.

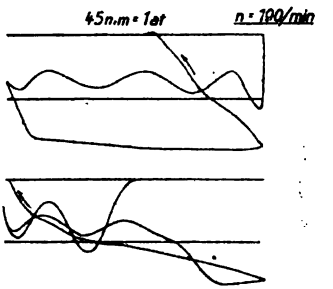



Fig. 183. Auspuff- und Ansaugevorgang bei der Gasmaschine im gewöhnlichen und im versetzten Schwachfederdiagramm. 2/5 nat. Gr.

Trotz dieser großen *Voröffnung* zeigt das versetzte Diagramm, daß erst nahe dem Totpunkt der Druck im Zylinder der Atmosphäre nahekommt. Fig. 184, die volle versetzte Diagramme gibt, zeigt dasselbe.

Fig. 185 gibt das gewöhnliche und ein versetztes Diagramm einer Ölmaschine; das versetzte läßt die Verhältnisse des Einblasens deutlich erkennen — und nötigenfalls auswerten.

In jedem Fall ist die Steuerung ähnlich zu behandeln wie die einer Dampfmaschine, und ebenso wie dort besprochen (§ 85, 86) kann man die Ventilerhebung bestimmen, sowie unter Benutzung der Druck- und Volumwerte des Indikatordiagrammes die Geschwindigkeit der angesaugten oder der auspuffenden Gase im Ventil mit dem Druckverlust in demselben in Beziehung bringen.

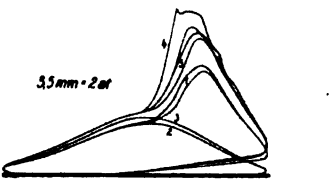



Fig. 184. Diagrammgestalt während und nach zwei Hüben ohne Zündung. 2/5 nat. Gr.

Das Auslaßventil hat eine merkliche Voröffnung; ohnedies bleibt die Ausblaselinie weiter über der Atmosphärenlinie. Es schließt etwas hinter dem Totpunkt. Fast gleichzeitig — wenig früher — öffnet das Einlaßventil, um im äußeren Totpunkt zu schließen. Grundsätzlich ist zu sagen, daß jeder zu frühe oder zu späte Schluß zu Verlusten führt, deren Größe man leicht unterschätzt. Besonders schädlich ist zu kurzes oder zu wenig hohes Anheben der Ventile bei höheren Drehzahlen, hierüber folgen in § 112 einige Belege. — In Fig. 179 öffnet das Einlaßventil zu

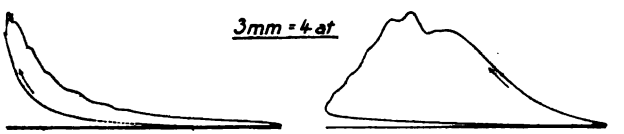



Fig. 185. Diagramm eines Ölmotors, gewöhnlich und versetzt. 2/5 nat. Gr.

spät, Folge: eine kleine verlorene Arbeitsfläche am Beginn. — In Fig. 178 scheint das Auslaßventil zu früh zu schließen, daher ein kurzer Druckanstieg auf fast 2 at abs um diese Zeit; zwar wird nur eine kleine Verlustfläche erzeugt, aber das Gewicht der Rückstände unnütz vergrößert; diese machen freilich beim Dieselmotor nicht so viel aus wie bei der gewöhnlichen Verbrennungskraftmaschine, weil bei ihm der Kom-

Digitized by Google

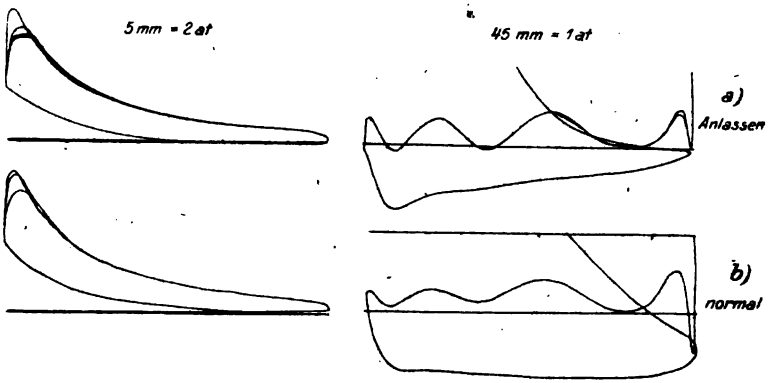



Fig. 186. Gewöhnliche und Schwachfederdiagramme der Gasmaschine im dekomprimierten Zustand verglichen mit normalem. $^1/_2$ nat. Gr.

pressionsraum, entsprechend der hohen Verdichtung, sehr klein ist: das Diagramm reagiert also bei ihm sehr scharf auf kleine Unstimmigkeiten der Steuerung am inneren Totpunkt, ohne daß doch die Folgen sehr schwerwiegend wären.

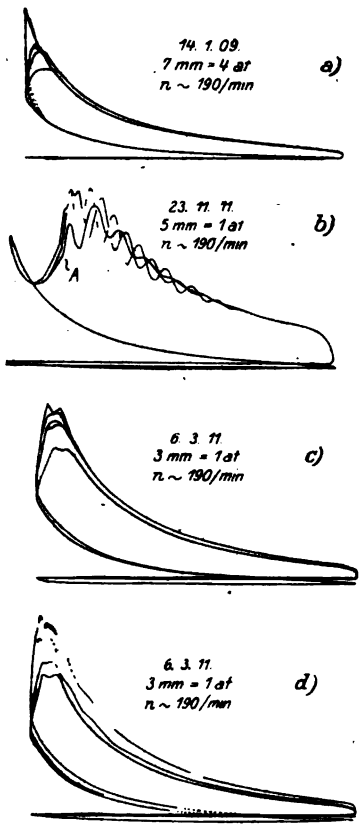



Fig. 187. Unregelmäßigkeiten in der Zündung der Gasmaschine. $^1/_2$ nat. Gr.

Einige *Besonderheiten von Diagrammen* seien noch kurz besprochen. In Fig. 184 sind Spiele 1 bis 5 versetzt indiziert. Unter 1 sind zwei normale Diagramme zu sehen, dann wurde die *Zündung ausgeschaltet*; Spiel 2 läßt daher die Expansion einfach symmetrisch zur Kompression abnehmen, Spiel 3 zeigt dasselbe, nur war infolge Verringerung der Drehzahl der Regler schon etwas gesunken, der volumetrische Wirkungsgrad gestiegen und daher fiel der Kompressionsenddruck höher aus. Nun wurde nach den zwei toten Spielen die Zündung wieder eingeschaltet; es ergeben sich die normalen, jedoch noch bei tiefer stehendem Regler erfolgenden Spiele 4 und 5, von denen das erste, Nr. 4, eine besonders brisante Verbrennung zeigt, auch ein dumpfes Puffen im Getriebe hören ließ, weil vorher alle Rückstände durch Gemisch ausgewaschen waren, so daß also die Ladung in der Tat rund 20% reicher war als normal.

Fig. 186 gibt unter a Diagramme, die im *Anlassen der Maschine* bei verringerter Kompression aufgenommen

Digitized by Google

sind: das Einlaßventil wurde von einem besonderen Anlaßnocken bedient, der verspäteten Abschluß des Einlasses und dadurch Zurückdrücken eines Teiles der eingesaugten Gase bewirkt (*Dekompressionseinrichtung*); unter b wird das normale Diagramm zum Vergleich gegeben.

Fig. 187 gibt unter a in einer normalen Diagrammserie zwei Vorzündungen, durch *Selbstentzündung* des Gemisches veranlaßt oder durch glimmenden Ruß eingeleitet. Solche Diagramme sind nicht selten. — Unter b bis d werden eigenartige, an der gleichen Maschine gelegentlich aus nicht ersichtlicher Ursache erhaltene Diagramme gegeben. Bei b

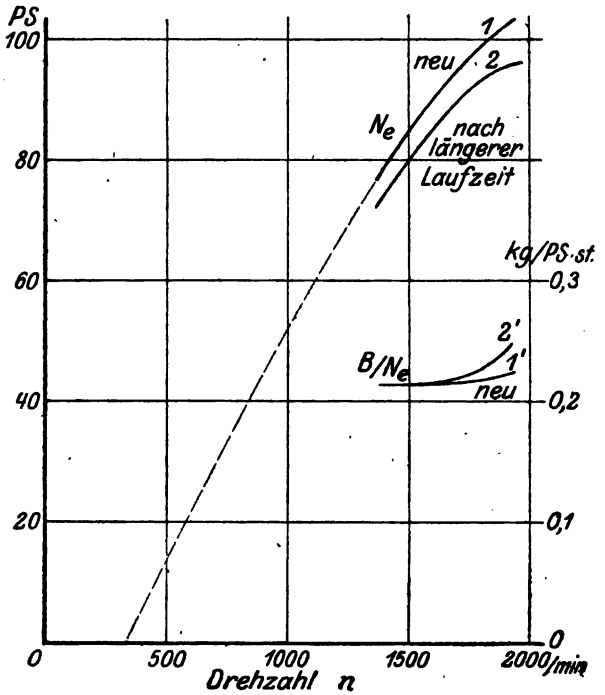



Fig. 188. Leistungsnachlaß eines schnellaufenden Benzinmotors mit der Betriebsdauer.

ist Spätzündung vorhanden, die erst langsam zu sein scheint, dann aber von Punkt *A* an ohne Änderung in der mittleren Kurve von Schwingungen überlagert wird; ob die Schwingungen als Indikatorschwingungen (Techn. Mess. § 90) anzusprechen sind, ist sehr zweifelhaft; kein steiler Druckanstieg geht ihnen voran, und sie sind nicht von vornherein abklingend. Eigenartige Unstetigkeiten der Verbrennung zeigen auch die Diagramme c und d, namentlich während des Aufnehmens der letzteren schwankte der Regler ohne ersichtliche Ursache auf und nieder — was die verschiedenen Kompressionskurven, nicht aber den flackernden Verlauf der Verbrennung im Höchstpunkt erklärt.

**112. Verbrennungskraftmaschinen hoher Drehzahl.** Die Drehzahl wird bei Verbrennungskraftmaschinen viel weiter gesteigert als bei

Digitized by Google

Kolbendampfmaschinen: man kommt auf Drehzahlen bis 2000 und noch höher. In verschärftem Maße treten dann die Erscheinungen auf, die bei niederen Drehzahlen merklich aber belanglos sind: Abfallen des Drehmomentes in der Leistungscharakteristik, und Notwendigkeit hinreichender Ventilgröße und hinreichend verlängerter Öffnungsdauer, namentlich des Einlaßventils.

Fig. 188 und 189 gibt die Abhängigkeit der Leistung von der Drehzahl des Motors, bei dauernd gänzlich geöffnetem Gasgemischregler. Man kann die Kurven aufnehmen, indem man den Motor mit Wasser-

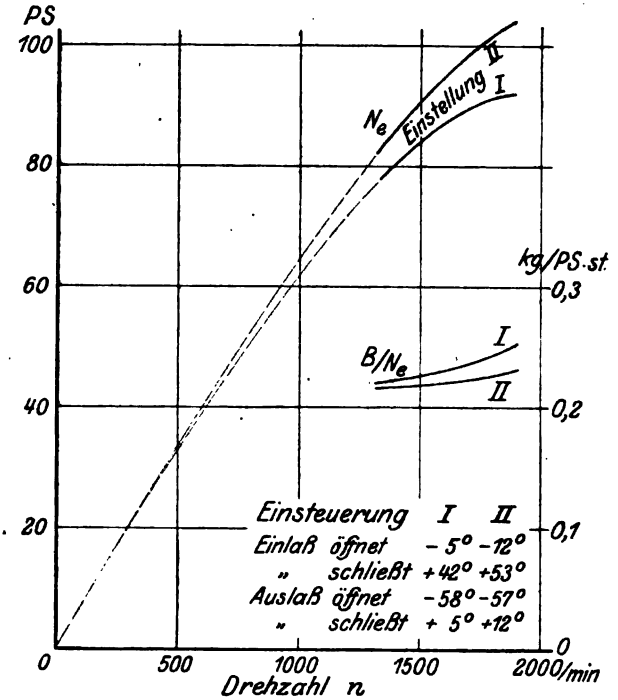



Fig. 189. Leistungsverlust eines schnellaufenden Benzinmotors durch ungünstige Einsteuerung der Ventile.

oder Luftbremse oder elektrisch belastet und die Belastung so verändert, daß sich die Drehzahl nur hierdurch innerhalb der gewünschten Grenzen ändert. Das geleistete Drehmoment kann an der Bremse oder aber nach der Rückdruckmethode bestimmt werden; im letzteren Fall darf man die Reaktion der auspuffenden Verbrennungsgase wegen der sehr hohen Geschwindigkeit derselben nicht vernachlässigen, es sei denn, daß man die Auspuffrohre in axialer Richtung oder rein radial zur Maschinenachse enden läßt. Doch sollen die Umführungsrohre in diese Richtung auch keinen großen Widerstand haben, da sonst die Leistung herabgesetzt wird.

Die Höchstleistung ist bei den Drehzahlen der Figuren noch nicht erreicht.

Digitized by Google

Die Figuren deuten an, in welchem Maße die Leistung eines Motors, andererseits sein Verbrauch beeinflußt wird durch die nach längerer Laufdauer oder bei schlechter Arbeit eintretenden Undichtheiten des Kolbens und der Ventile (Fig. 188) oder durch ungünstige Einsteuerung der Ventile (Fig. 189). In beiden Fällen wird die Leistung kleiner, der Verbrauch größer, besonders merklich von einer gewissen Drehzahl an. Bei der ungünstigen Einsteuerung I waren z. B. die Einlaßventile mit 5° Voreinströmung und 42° Nacheilung in der Schlußbewegung eingeregelt, gegen — 12° bzw. 53° bei der besseren Einsteuerung II. Der Ventilhub war beidemal gleich, es waren nämlich die Nocken ausgewechselt worden. Man kann ähnliche Wirkungen einfacher künstlich erzielen, indem man den toten Gang der Steuerhebel gegen die Nockenrollen vergrößert und dadurch auch den Ventilhub verkleinert

Motoren so hoher Drehzahl werden stets mit flüssigem Brennstoff betrieben. In bezug auf die Verbrennung ist zu beachten, ob etwa die Verbrennung mit Luftmangel erfolgt; trotz geringerer Wirtschaftlichkeit sind Motoren doch deshalb nicht selten auf Luftmangel eingestellt, weil durch die latente Wärme des verdunstenden Brennstoffes dann die Temperatur für Kolben und Auslaßventile niedriger wird. Beim Arbeiten mit Luftmangel ist die übliche Abgasanalyse nicht ohne weiteres anwendbar.

---

# IV. Arbeitsmaschinen.

## a) Kolbenpumpe.

**113. Leistung, Arbeitsaufnahme, Wirkungsgrade der Pumpe und der Pumpanlage.** Die Nutzleistung der Pumpanlage besteht darin, ein gewisses Flüssigkeitsgewicht $G$ kg/sek auf eine bestimmte Förderhöhe $H$ m zu heben; die *Nutzleistung* ist dann das Produkt beider:

$$N_e = G \cdot H \frac{\text{m kg}}{\text{sek}} = \frac{G \cdot H}{75} \text{ PS} = \frac{G \cdot H}{102} \text{ kW}. \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Man kann aber auch die Nutzleistung kennzeichnen und messen dadurch, daß ein gewisses Flüssigkeitsvolumen $V$ m³/sek gegen einen Druckunterschied $\Delta p$ kg/m² zu beiden Seiten der Pumpe vorwärtsgedrückt wird; die Nutzleistung ist wieder das Produkt beider

$$N_e = V \frac{\text{m}^3}{\text{sek}} \cdot p \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} = V \cdot p \frac{\text{m kg}}{\text{sek}} = \frac{V \cdot p}{75} \text{ PS} = \frac{V \cdot p}{102} \text{ kW} \quad . \quad (2)$$

Ist $\gamma$ kg/m³ das spezifische Gewicht der geförderten Flüssigkeit, so ist bekanntlich

$$\text{einerseits} \quad G \text{ kg} = V \text{ m}^3 \cdot \gamma \text{ kg/m}^3,$$

$$\text{andererseits } H \text{ m Flüssigkeitssäule} = \frac{p \text{ kg/m}^2}{\gamma \text{ kg/m}^3},$$

woraus die Identität der Ansätze (1) und (2) folgt; übrigens ist bei kaltem Wasser, $\gamma = 1000$ kg/m³, die Rechnung selbst zahlenmäßig identisch bis auf die Stellung des Kommas.

Hat man nicht die zueinander passenden Größen gemessen, sondern

Digitized by Google

entweder $G$ und $p$ oder $V$ und $H$, so geht das spezifische Gewicht je in leicht ersichtlicher Weise in die Rechnung ein.

Zum Antrieb der Pumpe ist ein *Leistungsaufwand* nötig, der mit $N_1$ bezeichnet werden soll und der jedenfalls größer als $N_e$ ist. Untersuchen wir eine *Pumpe* allein, so ist $N_1$ an der Stelle zu messen, wo die Leistung aus dem antreibenden Motor in die Pumpe selbst übertritt. Dazu ist ein Riemendynamometer erforderlich; man kann auch die Rückdruckmethode anwenden, indem man die ganze Pumpe pendelnd aufstellt (Techn. Mess. § 78). Untersucht man die *Pumpmaschine* als Ganzes, also den aus der Pumpe selbst und dem antreibenden Motor bestehenden Satz, dann ist $N_1$ die diesem zugeführte Energie.

Je nachdem, ob man in den Formeln (1) und (2) für $H$ und $p$ Werte einsetzt, die unmittelbar nahe der Pumpe gemessen sind, oder ob man als $H$ die geodätische Förderhöhe zwischen Saug- und Druckwasserspiegel oder als $p$ den auf gleiche Manometerhöhe bezogenen Druckunterschied zweier Behälter ansetzt, zwischen denen die Pumpe durch Vermittlung einer Rohrleitung fördert — je nachdem schließt man den Widerstand der Rohrleitung in $N_e$ aus oder ein und erhält demnach entweder die *Nutzleistung der Pumpe bzw. Pumpmaschine* oder aber die *Nutzleistung der Pumpanlage*, bestehend aus Pumpe und Rohrleitung.

In jedem Fall ist der Unterschied

$$V = N_1 - N_e \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

der (gesamte) Verlust in der Maschine oder dem Satz und der Quotient

$$\eta_w = \frac{N_e}{N_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

ist der gesamte Wirkungsgrad desselben. Wir können ihn als den wirtschaftlichen Wirkungsgrad bezeichnen, wenn wir die Bezeichnung dem Brauch bei Kraftmaschinen anpassen wollen.

Die geförderte Flüssigkeit nimmt dem arbeitenden Teil der Pumpe eine Leistung $N_i$ ab, die wir als die indizierte Leistung der Pumpe bezeichnen. Sie kann bei Kolbenpumpen als die vom Kolben auf die Flüssigkeit übertragene Leistung mittels Indikators gemessen werden; bei Kreiselradpumpen kann man $N_i$ nicht messen, sie ist aber begrifflich ebenso als diejenige Leistung vorhanden, die die Schaufelung an die Flüssigkeit abgibt.

Der gesamte Verlust wird durch die indizierte Leistung unterteilt in den Teil, der der Leistungsübertragung vom arbeitenden Teil der Pumpe auf die Flüssigkeit vorangeht, und den, der ihm folgt. Letzterer, in der geförderten Flüssigkeit statthabende Verlust ist hydraulischer Natur; Wirbelung des Wassers und Drosselung in den Ventilen und bei Richtungsänderungen verursachen ihn. Der hydraulische Verlust ist

$$V_h = N_i - N_e, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

und wir haben dementsprechend einen *hydraulischen Wirkungsgrad*

$$\eta_h = \frac{N_e}{N_i} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

als Maß für die Ausführung der Pumpe in hydraulischer Hinsicht — ob z. B. die Ventile weit genug öffnen.

Digitized by Google

Andererseits ist

$$V_m = N_1 - N_i \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

ein Maß für die Güte des mechanischen Teils. Der mechanische Wirkungsgrad $\eta_m$ wird durch Lager und Stopfbüchsenreibung und ähnliches beeinflußt. Untersuchen wir die Pumpmaschine, so ist der Verlust im Elektromotor, in der Dampfmaschine mit in $\eta_m$ enthalten, wenn wir nicht etwa Mittel haben, $V_m$ noch weiter zu unterteilen, worauf man dann den Teilen besondere Benennungen von Fall zu Fall zu erteilen wissen wird.

**114. Messung der Flüssigkeitsmenge; volumetrischer Wirkungsgrad der Kolbenpumpen.** Die von einer Pumpe geförderte Flüssigkeitsmenge wird nach irgendeinem der bekannten (Techn. Mess. Kap. VIII) Verfahren gemessen. Je nach der in Frage kommenden sekundlichen Menge und je nach der örtlichen Anordnung kann man also die Messung mit Wassermesser, mit Durchflußöffnung oder Überfall, durch Auffangen in einem Gefäß oder durch Leerpumpen eines Gefäßes vornehmen. Man hat nur stets zu beachten, ob die Messung das Volumen oder das Gewicht ergibt und danach die Rechnung richtig (§ 113) vorzunehmen; besonders bei Wasser muß man achtsam sein, weil die zahlenmäßigen Unterschiede zwischen Gewicht und Volumen zwar vorhanden, aber so gering sind, daß sie leicht übersehen werden (bei 50°: 1 kg = 1,012 l; bei 100°: 1 kg = 1,043 l).

Bei Pumpenuntersuchungen kommt auch besonders oft die Flüssigkeitsmessung durch Auffüllen des Druckbehälters in Frage, dessen Durchmesser an mehreren Stellen man ausmißt, und dessen Inhalt man danach berechnet. Für große Mengen sei an die chemisch-titrimetrische oder kolorimetrische Messung erinnert, Techn. Mess. S. 116 und 396.

Bei Kolbenpumpen kann man sich zur Ermittlung der geförderten Wassermenge auch — nicht befriedigend genau — des volumetrischen Wirkungsgrades bedienen, den man schätzt, oder den man für einen Fall bestimmt, um ihn dann dauernd konstant anzunehmen.

Der *volumetrische Wirkungsgrad einer Kolbenpumpe* ist der Quotient aus dem wirklich geförderten Flüssigkeitsvolumen $V$ und dem vom Kolben (Plunger) freigelegten Volumen. Es ist, bei einer einzylindrischen einfach wirkenden (oder Stufenkolben-) Pumpe vom Hub $s$ m und vom Durchmesser $D$ m des (Haupt-) Plungers, und bei einer Drehzahl $n$/min

$$\eta_{vol} = \frac{V}{\frac{1}{4} D^2 \pi \cdot s \cdot \frac{1}{60} n} = \frac{V}{V_h \cdot \frac{1}{60} n}.$$

Mit $V_h = \frac{1}{4} D^2 \pi \cdot s$ haben wir das Hubvolumen in m³ bezeichnet. Ist $\eta_{vol}$ einmal bekannt oder angenommen, so ist die Förderung

$$V = \eta_{vol} \cdot V_h \cdot \frac{n}{60} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

stets durch eine einfache Messung der Drehzahl bestimmt.

Digitized by Google

Der volumetrische Wirkungsgrad ist kein eigentlicher Wirkungsgrad; er stellt nicht das Verhältnis zweier Energiemengen dar, sondern er vergleicht zwei Volumina miteinander. Es widerspricht daher nicht dem Energiesatz, wenn $\eta_{vol} > 1$ wird; das kommt auch in der Tat in Ausnahmefällen (Fig. 235, S. 420) vor, als Folge von Massenwirkungen der Flüssigkeitssäule; der Energiesatz verlangt für solche Fälle nur, daß auch der Arbeitsaufwand entsprechend steigt, und das tritt meist sogar in solchem Maße ein, daß der Betrieb mit $\eta_{vol} > 1$ höchst unwirtschaftlich ist. — Auch in wirtschaftlicher Hinsicht ist der volumetrische Wirkungsgrad ganz anders zu beurteilen als die eigentlichen Wirkungsgrade. In erster Linie beeinflussen diese die Betriebskosten: man muß, ist der hydraulische Wirkungsgrad ungünstig, mehr Dampf aufwenden; die Abmessungen der Pumpe reichen ebenso aus wie bei gutem Wirkungsgrad — höchstens müßte als sekundäre Folge die Antriebsmaschine etwas verstärkt werden. Der volumetrische Wirkungsgrad beeinflußt in erster Linie nicht die Betriebskosten, sondern die Beschaffungskosten der Pumpe; deren Abmessungen müssen — wenn die Drehzahl durch irgendwelche Erwägungen begrenzt ist — umgekehrt proportional dem volumetrischen Wirkungsgrad vergrößert werden, um die verlangte Menge zu fördern; der Dampfverbrauch wird zunächst nicht verändert — vielleicht nimmt er sekundär etwas zu, weil eben die größere Maschine etwas mehr Dampf braucht.

Tabelle 70. Ermittlung
Hub 0,3 m, Dm 0,215 m.

| | | |
|---|---|---|
| | Schwimmerstand . . . . . | m |
| | Geförderte Menge . . . . | m³ |
| 1 | Stand des Zählwerkes . . . | — |
| 2 | Unterschied . . . . . | — |
| 3 | Stand der Stechuhr . . . . | — |
| 4 | Unterschied . . . . . | sek |
| 5 | Wasserförderung . . . | m³ sek |
| 6 | Drehzahl . . . . . | min |
| 7 | Quotient × 60 000 . . . | l, Uml |

*Beispiel für Bestimmung des volumetrischen Wirkungsgrades.* Mit einer Pumpe von $s = 0{,}3\ m$, $D = 0{,}215$ m, also $V_h = 0{,}0109$ m³/Uml wurde ein Hochbehälter gespeist, dessen Durchmesser, in verschiedenen Höhen und Richtungen gemessen, war im Mittelwert 4,01 m, Querschnitt 12,63 m². Beobachtet wurde, wann ein am Behälter angebrachter Schwimmer die Marken passierte, die von 0,1 zu 0,1 m Höhe angebracht waren; auf Signal hin wurden alsdann die Zeit sowie der Stand des Zählwerks an der Pumpe abgelesen. Es ergab sich Tabelle 70.

Es zeigt sich, daß die Drehzahl der Maschine sehr befriedigend konstant war; sowohl die Zeitmessung als die Ablesung am Zählwerk ist also in Ordnung. Wenn daher die Wasserförderung wechselnde Werte liefert, so kann das nur an Ungleichmäßigkeiten der Schwimmerablesung liegen, die für Messungen von 10 zu 10 cm nicht genügt. Über 1 m hin wird ihre Angabe trotzdem ausreichen, und wir finden, indem wir die Zwischenablesungen und auch die ganze Zeitmessung nur für diese Kontrolle verwenden: Zum Fördern von 12,63 m³ Wasser waren 1188 Umläufe nötig; gefördert sind also 0,01063 m³/Uml, gegenüber dem Hubvolumen 0,01089 m³; der volumetrische Wirkungsgrad ist $0{,}01063 : 0{,}01089 = 0{,}977$. Dieser Wert gilt nur bei der Drehzahl $n = 1192 \cdot 60 : 993 = 71{,}7$/min; wir können, wenn die Pumpe dauernd mit dieser Drehzahl läuft, das Zählwerk als zuverlässigen Wassermesser

Digitized by Google

des volumetrischen Wirkungsgrades einer Kolbenpumpe,
Hubvolumen 10,89 l, durch Auffüllen eines Behälters, Dm 4,01 m, Fläche 12,63 m².

| 2,0 | 2,1 | 2,2 | 2,3 | 2,4 | 2,5 je 1,263 | 2,6 | 2,7 | 2,8 | 2,9 | 3,0 | $\Sigma\Delta$ 1,0 12,63 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1350 | 1463 | 1583 | 1704 | 1819 | 1938 | 2061 | 2181 | 2300 | 2422 | 2538 | 1188 |
| 113 | 120 | 121 | 115 | 119 | 123 | 120 | 119 | 122 | 116 | | 1188 |
| 0 | 1′ 37″ | 3′ 18″ | 5′ 59″ | 6′ 34″ | 8′ 14″ | 9′ 58″ | 11′ 38″ | 13′ 16″ | 14′ 57″ | 16′ 33″ | |
| 97 | 101 | 101 | 95 | 100 | 104 | 100 | 98 | 101 | 96 | | 993 |
| 0,0130 | 0,0125 | 0,0125 | 0,0133 | 0,0126 | 0,0122 | 0,0126 | 0,0129 | 0,0125 | 0,0132 | | |
| 69,9 | 71,4 | 71,9 | 72,6 | 71,4 | 71,0 | 72,0 | 72,9 | 72,5 | 72,5 | | |
| 11,1 | 10,5 | 10,4 | 11,0 | 10,6 | 10,3 | 10,6 | 10,6 | 10,4 | 10,9 | | |

Wasserförderung . . . . . 12,63 : 1188 = 10,63 l/Uml
Volumetrischer Wirkungsgrad 10,63 : 10,89 = 0,977
bei der Drehzahl . . . . . 1188 × 60 : 993 = 71,7/min

benutzen. Wenn wir auch bei anderen Drehzahlen den gleichen Wert der Berechnung der Wassermenge zugrunde legen, so ist das eine Schätzung.

Der volumetrische Wirkungsgrad pflegt sich bei ordentlich gebauten Pumpen nicht weit von $\eta_{vol} = 1$ zu entfernen, pflegt daher auch nicht stark mit der Drehzahl zu schwanken; nur darf die Pumpe nicht Luft ansaugen (§ 124).

**115. Beispiel für die Bestimmung der Wirkungsgrade.** Die *Versuchsanordnung* kann nach Fig. 190 gemacht werden. Die Kolbenpumpe hebt das zu fördernde Wasser aus einem Saugbrunnen in einen *Hochbehälter*; die Saugleitung gibt das Wasser in den Saugwindkessel. Die Druckleitung beginnt an der Druckwindhaube, und es ist noch ein größerer Druckwindkessel in sie eingeschaltet.

Wir unterscheiden zwischen der Pumpe selbst, zwischen der Pumpmaschine einschließlich des antreibenden Motors (Elektromotor, Dampfmaschine, Ölmaschine) und der Pumpanlage einschließlich einer der betreffenden Pumpe allein dienenden Rohrleitung.

Das Hubvolumen der Pumpe ist 10,89 l = 0,01089 m³; bei der Drehzahl $n = 41{,}0$/min und dem volumetrischen Wirkungsgrad $\eta_{vol} = 0.977$, angenommen gemäß Tab. 70, ist das geförderte Flüssigkeitsvolumen

$$V = 0{,}977 \cdot 0{,}01089 \cdot 41{,}0 = 0{,}436 \text{ m}^3/\text{min}$$
$$= 0{,}00728 \text{ m}^3/\text{sek} = 2{,}62 \text{ m}^3/\text{st}.$$

Wenn es sich um Förderung von kaltem Wasser handelt, so ist das spezifische Gewicht $\gamma = 1000$ kg/m³, und daher das geförderte Wassergewicht

$$G = 0{,}00728 \frac{\text{m}^3}{\text{sek}} \cdot 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 7{,}28 \frac{\text{kg}}{\text{sek}}.$$

Die nutzbare Förderhöhe ist der Höhenunterschied zwischen dem Wasserspiegel im Saugbrunnen und dem Ausguß der Druckleitung im



Digitized by Google

Hochbehälter. Ersterer liegt 2,36 m unter, letzterer 34,67 m über dem wagerechten Fußboden des Maschinenhauses; daraus folgt als nutzbare geodätische Förderhöhe 37,03 m und als Nutzleistung der Pumpanlage, bestehend aus Pumpmaschine und Rohrleitung

$$N_e' = \frac{7{,}28 \cdot 37{,}03}{75} = 3{,}59 \text{ PS}.$$

Die Pumpe selbst hat noch die Widerstände der Rohrleitung zu überwinden, die ihr bei dieser Rechnung nicht gutgebracht werden. Bei überwiegend wagerechtem Verlauf der Rohrleitung oder bei sehr enger Leitung kann dadurch die Leistung der Pumpe selbst viel zu klein erscheinen. Wo man daher die Pumpe allein untersucht (nicht die Pumpanlage einschließlich der Rohrleitungen geliefert ist), da mißt man die Saug- und Druckhöhe unmittelbar an der Pumpe mit Manometern. Die Saughöhe wurde am Manometer des Saugwindkessels zu $p_1 = 0{,}19$ at angezeigt. Die Druckhöhe wäre entweder als $p_2'$ am Manometer der Windhaube oder als $p_2$ am Manometer des großen Windkessels zu messen, letzteres

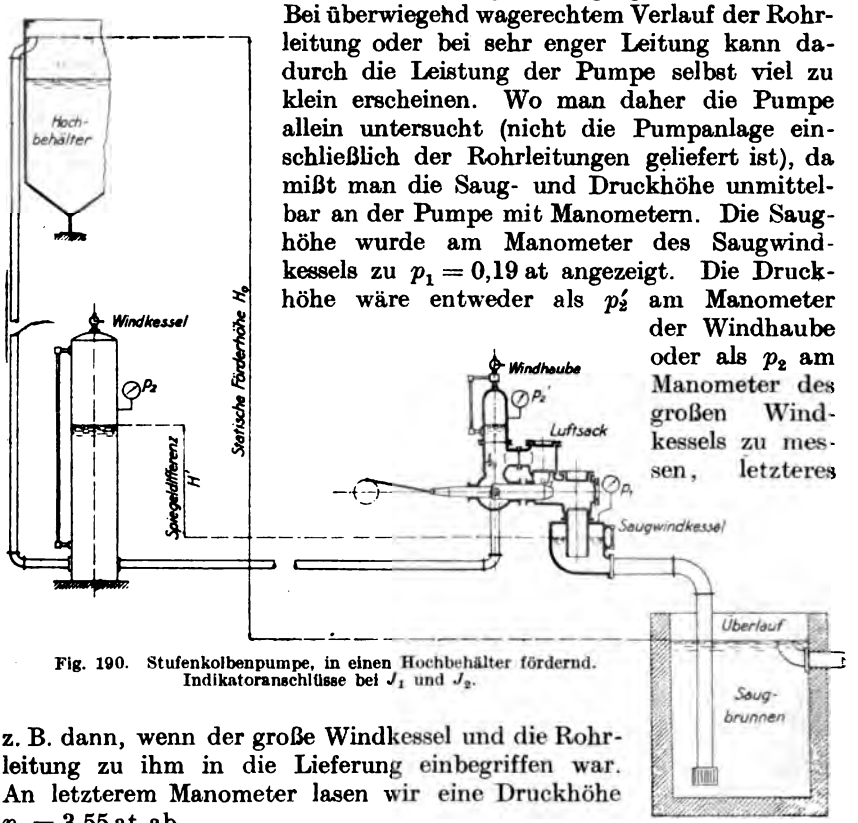



Fig. 190. Stufenkolbenpumpe, in einen Hochbehälter fördernd. Indikatoranschlüsse bei $J_1$ und $J_2$.

z. B. dann, wenn der große Windkessel und die Rohrleitung zu ihm in die Lieferung einbegriffen war. An letzterem Manometer lasen wir eine Druckhöhe $p_2 = 3{,}55$ at ab.

Nun bleibt jedoch noch zu beachten, daß die beiden Manometer $p_1$ und $p_2$ verschieden hoch liegen. Jedes der Manometer mißt (Techn. Mess. § 23) den Druck in seiner eigenen Höhenlage, wenn es vom Wasserspiegel im betreffenden Windkessel überragt wird; beim Saugmanometer der Fig. 190 kann das nicht vorkommen. Jedes der Manometer zeigt jedoch den Druck in Höhe des Wasserspiegels an, wenn es an den Luftraum eines Windkessels angeschlossen ist. Wir haben daher zur Angabe beider Manometer noch hinzuzuzählen den Unterschied $H'$ in dem Wasserstand beider Windkessel, rechnen dabei aber am Druck-

Digitized by Google

windkessel höchstens bis 1,9 m über Fußbodenhöhe, wo sich nämlich das Manometer befindet.

Bei unserem Versuch (Nr. 2) war der Höhenunterschied beider Wasserstände $H' = 1{,}0$ m.

Nur bei kaltem Wasser sind die Manometerangaben bis auf die Kommastellung mit den Höhenmessungen gleichwertig; bei anderen Flüssigkeiten hätte man das spezifische Gewicht beachten müssen. Bei Förderung kalten Wassers jedoch folgt aus unseren Messungen eine Förderhöhe für die Pumpe

$$H = 1{,}9 + 35{,}5 + 1{,}0 = 38{,}4 \text{ m}$$

oder der Förderdruck für die Pumpe

$$p = 0{,}19 + 3{,}55 + 0{,}10 = 3{,}84 \text{ at}.$$

Es sei empfohlen, immer die Angabe zu machen, die gemessen ist, in unserem Falle also den Förderdruck zu geben.

Die Nutzleistung der Pumpe zwischen den Windkesseln ist

$$N_e = \frac{0{,}00728 \cdot 3{,}84 \cdot 10\,000}{75} = 3{,}73 \text{ PS}.$$

Die 10 000 soll die Einheit at in kg/m² verwandeln.

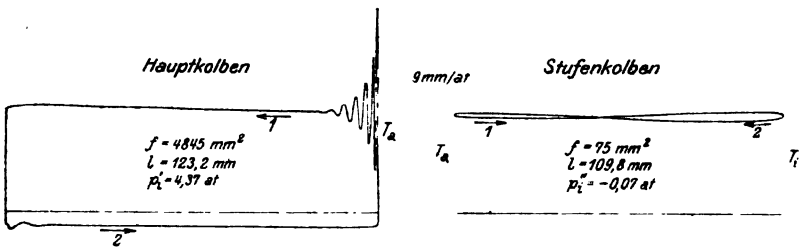



Fig. 191. Indikatordiagramme vom Pumpenraum und vom Druckraum einer Stufenkolbenpumpe. 2/5 nat. Gr.

Zur *Bestimmung der indizierten Leistung* wurden Indikatordiagramme am Pumpenraum bei $J_1$ und am Druckraum bei $J_2$ genommen; sie sind in Fig. 191 wiedergegeben. Das eigentliche Pumpendiagramm ist im wesentlichen ein Rechteck, das nur am Beginn jedes Hubes Schwingungen aufweist, die im wesentlichen Massenschwingungen des Indikatorschreibzeuges (Techn. Mess. § 90) sind, teilweise auf Massenwirkungen des Wassers und der Ventile beruhen. Es wird planimetriert wie immer, ergibt dabei 4845 mm² Fläche bei 123,2 mm Länge, also $h_m = 39{,}3$ mm, und bei einem Federmaßstab 9 mm/at ist der indizierte Druck $p_i' = 4{,}37$ at. Dem entspricht eine Leistung (Abmessungen der Pumpe in Tab. 70)

$$N_i' = \frac{363{,}0 \cdot 0{,}3 \cdot 4{,}37 \cdot 41{,}0}{60 \cdot 75} = 4{,}34 \text{ PS}.$$

Die Abstufung des Kolbens bei einer *Stufenkolbenpumpe* (Fig. 190) dient bekanntlich dem Zweck, diese vom Plunger geleistete Arbeit auf Hin- und Rückgang zu verteilen, indem die Ringfläche der Stufe in der Druckperiode des Hauptkolbens die Arbeit wiederhergibt, die sie in



Digitized by Google

der Saugperiode aufgenommen hatte. Solche anderweite Verteilung des Leistungsbedarfs der ganzen Pumpe, die im Interesse gleichmäßigen Ganges erfolgt, bedürfte an sich keiner Berücksichtigung bei der Leistungsberechnung. Voraussetzung wäre aber, daß der mittlere Druck auf den Stufenkolben bei beiden Hüben übereinstimmte. Das ist nie der Fall, da der Druck in der Windhaube stets etwas, oft (§ 123) recht bedeutend, schwankt. Dann aber können die Arbeitsaufnahmen und -hergaben verschieden sein, und deshalb ist stets auch der Druckraum einer Stufenkolbenpumpe zu indizieren. Als Diagramm ergibt sich eine mehr oder weniger flache liegende Acht; die eine Fläche bedeutet Arbeitsaufnahme, die andere Arbeitsabgabe, und je nach der gegenseitigen Größe ergibt sich ein positiver oder negativer wirksamer indizierter Druck $p_i''$, der auf die Ringfläche wirksam ist. In Fig. 191 ist der Flächenunterschied der beiden Acht-Schleifen unmittelbar durch Planimetrieren zu 75 mm² gefunden worden; Länge 109,8 mm, mittlere Höhe 0,67 mm, das heißt: nicht der mittlere Abstand der Acht von der Atmosphärenlinie, sondern der mittlere Höhenunterschied zwischen Hin- und Rückgang, wie stets beim Indizieren. Federmaßstab 9 mm/at, also $p_i'' = -0{,}07$ at. — Der Plunger hat 215 mm, der Stufenkolben 152 mm Durchmesser, der Stufenkolben also 181,5 cm² Fläche. Die indizierte Leistung desselben wird

$$N_i'' = \frac{181{,}5 \cdot 0{,}3 \cdot -0{,}07 \cdot 41{,}0}{60 \cdot 75} = -0{,}035 \text{ PS}$$

und die indizierte Leistung der Maschine

$$N_i = N'' + N_i'' = 4{,}34 - 0{,}035 = 4{,}30 \text{ PS}.$$

Um festzustellen, ob $p_i'$ und $N_i''$ positiv oder negativ einzusetzen sind, ist zunächst zuzusehen, ob in beiden aufgenommenen Diagrammen ein bestimmter Totpunkt an derselben oder an entgegengesetzter Seite liegt; das richtet sich nach dem Schnurantrieb der Trommel und ist im Stillstand ohne weiteres zu erkennen. In Fig. 191 sind entsprechende Totpunkte $T_i$ und $T_a$ an verschiedenen Enden. Nun hat man den Umfahrungssinn der Acht, Pfeil 1 und 2, Fig. 191, und zwar entweder aus leichten Schwingungen, die oft am Hubanfang des Druckdiagrammes auftreten (nicht in Fig. 191, wohl aber z. B. in Fig. 214 oder 229b und f), oder aus der Erwägung, daß die Drucke im Pumpenraum und im Druckraum sich um den etwa konstanten Ventilwiderstand (§ 122) unterscheiden und daher miteinander steigen und fallen; legt man daher die beiden zueinander gehörigen Diagramme mit den Atmosphärenlinien und mit den gleichen Totpunkten aufeinander und hält sie gegen scharfes Licht, so sieht man aus der Äquidistanz der Linien, welche derselben gleichzeitig beschrieben wurden. Nun bedeutet Pfeil 1 Arbeitsaufnahme, Pfeil 2 Arbeitsabgabe des Stufenkolbens. Da die durch Pfeil 1 gekennzeichnete Linie mehr überschießt als die andere, so nimmt der Stufenkolben Leistung auf, und $p_i''$ wie $N_i''$ sind negativ. — Nicht immer ist $N_i''$ so klein wie in unseren Diagrammen, und es darf daher nie ungemessen bleiben.

Digitized by Google

Die Pumpe wurde durch eine *Dampfmaschine* getrieben, und diese indizierte $N_{iD} = 6{,}85$ PS.

Demnach ist

der hydraulische Verlust der Pumpe $N_i - N_e = 4{,}30 - 3{,}73 = 0{,}53$ PS,

der mechanische Verlust im Getriebe der Pumpmaschine $N_{iD} - N_i = 6{,}85 - 4{,}30 = 2{,}55$ PS,

der hydraulische Verlust in der Rohrleitung $N_e - N_e' = 3{,}73 - 3{,}59 = 0{,}14$ PS.

Ferner ist

der hydraulische Wirkungsgrad der Pumpe $\eta_h = \frac{3{,}73}{4{,}30} = 0{,}868$

der mechanische Wirkungsgrad der Pumpmaschine $\eta_m = \frac{4{,}30}{6{,}85} = 0{,}628$

der gesamte Wirkungsgrad der Pumpmaschine $\eta = \eta_h \cdot \eta_m = 0{,}544$

der gesamte Wirkungsgrad der Pumpanlage $\eta' = \frac{3{,}59}{6{,}85} = 0{,}524.$

Die Maschine nahm stündlich 63,0 kg Dampf von 8 at ÜD auf. Der Dampfverbrauch der Pumpmaschine war also $63{,}0 : 3{,}73 = 16{,}9$ kg/PS · st, bezogen auf gehobenes Wasser; und wenn der Sattdampf als trocken angenommen werden darf, so ist sein Wärmeinhalt 665 kcal/kg, also wird der wirtschaftliche Wirkungsgrad der ganzen Pumpmaschine, bezogen auf Speisewasser von 20°:

$$\eta_w = \frac{632 \cdot 3{,}73}{63{,}0 \cdot (665 - 20)} = 0{,}058 = 5{,}8\%.$$

Für praktische Zwecke wird aber nicht selten die Gewährleistung in kg Dampf für 1 m³ gehobenes Wasser gegeben — wobei dann natürlich die Förderhöhe bekannt sein muß und eine bedingende Angabe (§ 8, 14) ist. Im Beispiel ist dieser Dampfverbrauch

$$\frac{D}{V} = \frac{63{,}0\ \text{kg/st}}{2{,}62\ \text{m}^3\text{/st}} = 24{,}0\ \frac{\text{kg Dampf}}{\text{m}^3\ \text{Wasser}}.$$

**116. Kolbenpumpe bei veränderter Drehzahl.** In der ersten durch Tabelle 71 wiedergegebenen Reihe wurde die Drehzahl verändert, während die Pumpe unverändert einen geodätischen Höhenunterschied vom Saugbrunnen zum Hochbehälter von 37,03 m zu überwinden hatte. Die Wassermenge nahm dann einfach proportional der Drehzahl zu, genau, da wir den volumetrischen Wirkungsgrad als konstant ansehen. Der Förderdruck steigt etwas an, entsprechend den Widerständen der Rohrleitung, und ebenso steigt der indizierte Druck an, in dem noch Wirbelungsverluste in der Pumpe und Durchgangsverluste in den Ventilen (§ 121, 122) eine Rolle spielen. Die Drucke sind in Fig. 192 dargestellt.

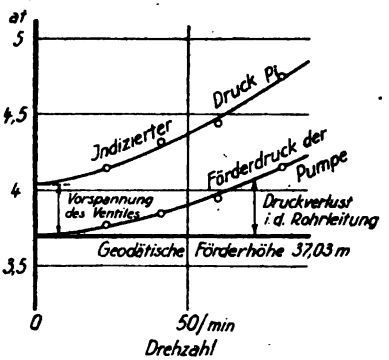



Fig. 192. Ansteigen des Förderdrucks mit wachsender Fördermenge bei wachsender Fördermenge (Drehzahl).

Digitized by Google

Die Leistungen wachsen einerseits mit der Drehzahl bzw. Wassermenge, andererseits nochmals mit dem Druck; sie steigen

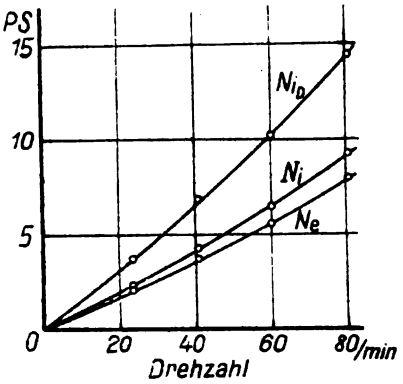



Fig. 193.

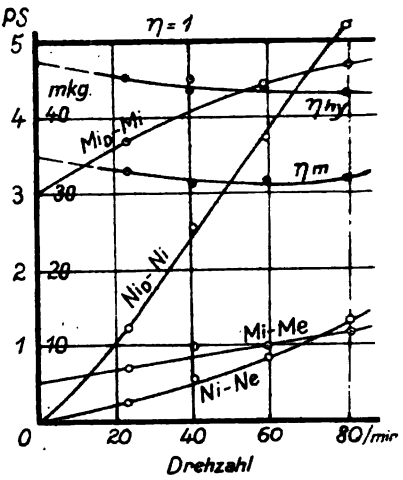



Fig. 194.

Fig. 193 bis 195. Verhalten der Kolbenpumpe bei wechselnder Fördermenge

daher etwas schneller als proportional der Drehzahl; alle Leistungen (Fig. 193) konvergieren mit der Drehzahl gegen Null, ebenso die Leistungsverluste (Fig. 194).

Die Wirkungsgrade halten sich im wesentlichen, auch bei veränderter Drehzahl, auf gleicher Höhe. Sie sinken auch dann nicht gegen Null ab, wenn die Drehzahl gegen Null geht und daher, aus der Leistung berechnet, $\eta = \frac{0}{0}$ wird; nach einem bekannten Satz der Differentialrechnung tritt dann an die Stelle der Leistungen in der Wirkungsgradformel je im Zähler und Nenner die Neigung der Leistungskurve im Nullpunkt ein, und das Verhältnis der beiden Neigungen ist auch im Nullpunkt endlich.

Man braucht aber den Wirkungsgrad nahe $n = 0$ nur aus den $M$-Werten statt aus $N$ zu berechnen.

Stets bei veränderlicher Drehzahl beanspruchen die Drehmomente Interesse. Man kann nach der Formel $M = 716 \cdot \frac{N}{n}$ ein Drehmoment für jede der Leistungen $N_e$, $N_i$ und $N_{iD}$ berechnen, von denen zwar keines reell in die Erscheinung tritt; das reell vom antreibenden Motor (der Dampfmaschine) durch die Kurbelwelle auf die Pumpe übertragene Moment ist selten der Messung zugänglich. Die nicht reellen, errechneten Werte geben an, welches Moment an der Kurbelwelle auftreten würde, wenn hydraulische bzw. mechanische Verluste an der Maschine ausblieben. Soweit die Momente für die Pumpe berechnet werden, sind sie übrigens den indizierten Drucken einfach proportional. Demnach (Fig. 195) sind die Momente grundsätzlich konstant und steigen nur, wie die Drucke, wenig mit der Drehzahl an. Die als Moment berechneten Verluste in der Maschine (Fig. 194) nehmen ebenfalls mäßig

Digitized by Google

mit der Drehzahl zu; für die hydraulischen ist das recht natürlich, da die Strömungsverluste von Flüssigkeiten mit dem Quadrat der Geschwindigkeit zuzunehmen pflegen; für die mechanischen braucht die Zunahme nicht immer einzutreten.

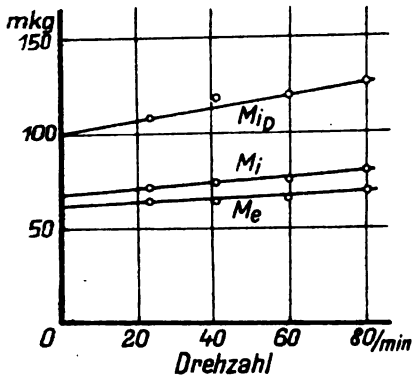



Fig. 195.
gegen konstante Förderhöhe.

**117. Kolbenpumpe gegen wechselnden Druck.** Um eine Pumpe willkürlich mit verschiedenen Gegendrucken laufen lassen zu können, bis herab zu recht kleinen, dient eine Anordnung nach Fig. 196: die Förderung des Wassers geschieht nicht in einen Hochbehälter sondern das Wasser fließt durch ein einstellbares Drosselorgan *D* in den Saugbrunnen zurück. Diese *Anordnung* ist *für Laboratoriumszwecke* vielseitiger als die eines Hochbehälters, weil man mit ihrer Hilfe auch den konstanten Druck, wenn auch etwas unbequemer, verwirklichen kann; mit dem Hochbehälter ist man aber stets an einen bestimmten Druck als mindesten gebunden.

Als *Drosselorgan* kann ein Ventil dienen. Da jedoch der ganze zu erzeugende Druck dort abgedrosselt werden muß, so ergibt sich bei

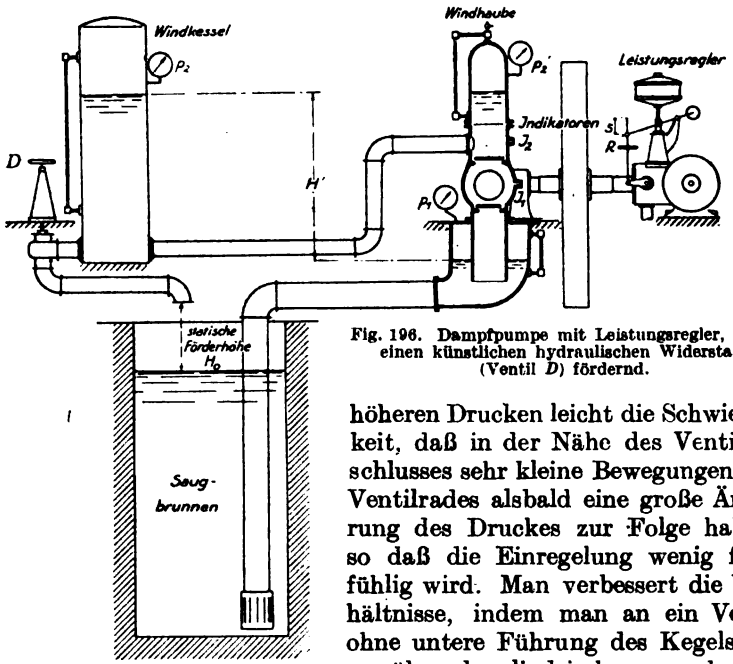



Fig. 196. Dampfpumpe mit Leistungsregler, gegen einen künstlichen hydraulischen Widerstand (Ventil *D*) fördernd.

höheren Drucken leicht die Schwierigkeit, daß in der Nähe des Ventilabschlusses sehr kleine Bewegungen des Ventilrades alsbald eine große Änderung des Druckes zur Folge haben, so daß die Einregelung wenig feinfühlig wird. Man verbessert die Verhältnisse, indem man an ein Ventil ohne untere Führung des Kegels ein annähernd zylindrisches — schwach konisches — sauber gedrehtes Formstück ansetzt; so wird beim Hochschrauben des Sitzes ein nur allmählich breiter werdender Ringspalt

Digitized by Google

Tabelle 71. Verhalten einer beim Fördern gegen unveränderte Förderhöhe,

Pumpenabmessungen: Hub 300 mm, Durchm. des Plungers 215 mm, des Stufenkolbens
Volumetrischer Wirkungsgrad, geschätzt

| | Pumpe fördert | I. Gegen kon- (Wasserturm, Ausgu |
|---|---|---|
| | Versuch Nr. | 1 | 2 |
| 1 | Drehzahl $n$ . . . . . /min | 23,7 | 41,0 |
| 2 | Wassermenge $V = 0{,}977 \cdot 0{,}01089 \cdot \frac{1}{60} n$ . . . . m³/sek | 0,00420 | 0,00728 |
| 3 | Förderdruck bis Saugwindkessel $p_1$ . . . . . at | 0,16 | 0,19 |
| 4 | „ ab Druckwindkessel $p_2$ . . . . . „ | 3,52 | 3,55 |
| 5 | Manometerdifferenz $H'$ . . . . . m | 1,0 | 1,0 |
| 6 | Gesamtförderdruck $p = p_1 + p_2 + 0{,}1\,H'$ . . . . . at | 3,78 | 3,84 |
| 7 | Nutzleistung der Pumpe $N_e = \frac{1000}{75} \cdot V \cdot p$ . . . . . PS | 2,12 | 3,73 |
| 8 | „ der Pumpanlage $N_e' = 1/75 \cdot 1000\, V \cdot 37{,}03$ „ | 2,07 | 3,59 |
| 9 | Indizierter Druck: Hauptplunger $p_i'$ . . . . . at | 4,15 | 4,37 |
| 10 | „ „ Stufenkolben $p_i''$ . . . . . „ | −0,04 | −0,07 |
| 11 | „ „ wirksamer $p_i = p_i' + \frac{1}{2} p_i''$ . . . . „ | 4,13 | 4,33 |
| 12 | Indizierte Leistung $N_i = 0{,}0242 \cdot p_i \cdot n$ . . . . . PS | 2,37 | 4,30 |
| 13 | Indizierte Leistung der Dampfmaschine $N_{iD}$ . . . . . „ | 3,59 | 6,85 |
| 14 | Hydraulischer Wirkungsgrad der Pumpe $\eta_h = N_e/N_i$ . — | 0,895 | 0,868 |
| 15 | Mechanischer Wirkungsgrad des Satzes $\eta_m = N_i/N_{iD}$ . — | 0,660 | 0,628 |
| 16 | Zusammen $\eta = N_e/N_{iD}$ . . . . . — | 0,591 | 0,544 |
| 17 | Hydraulischer Verlust $N_i - N_e$ . . . . . PS | 0,25 | 0,57 |
| 18 | Mechanischer Verlust $N_{iD} - N_i$ . . . . . „ | 1,22 | 2,55 |
| 19 | Drehmoment $M_e$ entsprechend $N_e$ . . . . . mkg | 64,1 | 65,2 |
| 20 | „ $M_i$ „ $N_i$ . . . . . „ | 71,6 | 75,2 |
| 21 | „ $M_{iD}$ „ $N_{iD}$ . . . . . „ | 108,5 | 119,8 |
| 22 | Verlust an Moment, hydraulisch $M_i - M_e$ . . . . . „ | 7,5 | 10,0 |
| 23 | „ „ „ mechanisch $M_{iD} - M_i$ . . . . . „ | 36,9 | 44,6 |

frei. Man kann auch das Formstück ganz zylindrisch und sauber in den Sitz passend machen und es dann mit konischen Schlitzen oder Anfeilungen versehen.

Untersuchungen an Pumpen lassen sich relativ rasch erledigen, da ein Beharrungszustand schnell eintritt — schneller jedenfalls als bei Wärmemaschinen, wo Wärmespeicherungen auftreten. Speicherungsvorgänge bei der Pumpe treten nur an den Windkesseln auf, namentlich an dem großen Windkessel nach Fig. 196, sofern der Druck wechselt. Um langes Warten zu vermeiden, empfiehlt es sich, nur wenig Luft im Windkessel zu haben — man muß dann freilich etwas vorsichtiger sein, sollen nicht beim Regeln durch auftretende Überspannungen Gefährdungen schnell auftreten. —

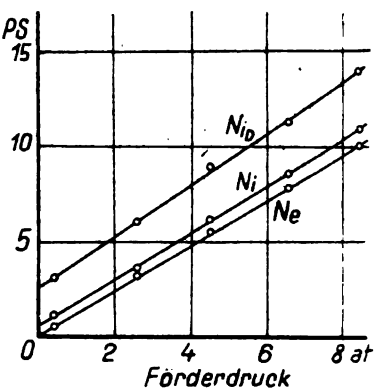



Fig. 197.

Fig. 197 bis 199. Verhalten

Digitized by Google

Kolbenpumpe
Drehzahl verändert, und umgekehrt.
152 mm; Kolbenflächen 363,0 bzw. 181,5 = ½ · 363,0 cm². nach Tab. 70: $\eta_{vol} = 0{,}977$.

| stante Förderhöhe 37,05 m über Saugspiegel) | | II. Bei konstanter Drehzahl | | |
|---|---|---|---|---|
| 3 | 4 | 9 | 7 | 5 |
| 60,2 | 80,7 | 49,0 | 51,0 | 49,9 |
| 0,0107 | 0,0143 | 0,00868 | 0,00904 | 0,00884 |
| 0,22 | 0,25 | 0,20 | 0,20 | 0,20 |
| 3,63 | 3,81 | 0,17 | 4,13 | 8,09 |
| 1,05 | 1,1 | 1,0 | 1,9 | 1,9 |
| 3,95 | 4,17 | 0,47 | 4,52 | 8,48 |
| 5,64 | 7,96 | 0,55 | 5,46 | 10,0 |
| 5,28 | 7,06 | — | — | — |
| 4,40 | 4,73 | 0,88 | 4,93 | 9,02 |
| 0,06 | +0,03 | 0 | +0,06 | −0,02 |
| 4,43 | 4,75 | 0,88 | 4,96 | 9,01 |
| 6,46 | 9,27 | 1,04 | 6,12 | 10,87 |
| 10,19 | 14,50 | 3,02 | 8,88 | 13,94 |
| 0,873 | 0,860 | 0,529 | 0,892 | 0,920 |
| 0,633 | 0,639 | 0,344 | 0,690 | 0,780 |
| 0,553 | 0,549 | 0,182 | 0,615 | 0,717 |
| 0,82 | 1,31 | 0,49 | 0,66 | 0,87 |
| 3,73 | 5,23 | 1,98 | 2,76 | 3,07 |
| 67,1 | 70,6 | 8,0 | 76,7 | 143,5 |
| 76,8 | 82,2 | 15,2 | 85,8 | 156,0 |
| 121,2 | 128,7 | 44,1 | 124,7 | 200,0 |
| 9,7 | 11,6 | 7,2 | 9,1 | 12,5 |
| 44,4 | 46,5 | 28,9 | 38,9 | 44,0 |

Die Reihe II der Tabelle 71 gibt Versuchsergebnisse, die bei konstanter Drehzahl gegen wechselnde Förderhöhe gewonnen wurden.

Konstante Drehzahl setzen wir, auch bei wechselndem Druck, gleichbedeutend mit konstanter Fördermenge, wenngleich man annehmen darf, daß selbst bei Abwesenheit von Luft im Pumpenraum durch das stärkere Atmen des Pumpengehäuses der volumetrische Wirkungsgrad mit steigendem Druck etwas zurückgeht. Abwesenheit von Luft ist immer Voraussetzung für die Annahme eines volumetrischen Wirkungsgrades nahe der Einheit, vgl. §124.

Die Leistungen (Fig. 197) steigen mit wachsendem Druck, die Drehmomente, Fig. 199, gehen bei unveränderter Drehzahl einfach

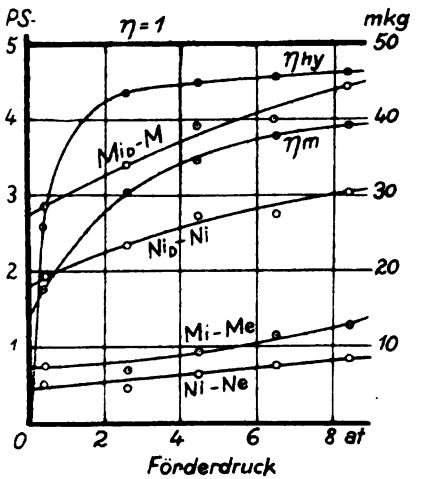



Fig. 198.

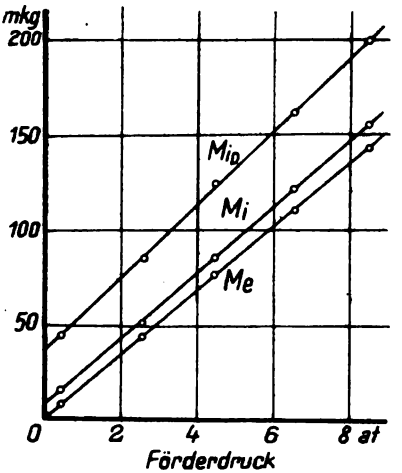



Fig. 199.

der Kolbenpumpe bei wechselndem Förderdruck, Wassermenge unverändert.

Digitized by Google

mit dem Druck. Aber nur die $N_e$ und $M_e$ gehen naturgemäß auf den Nullpunkt zu; da jedoch die Leistungsverluste (Fig. 198) auch für $H = 0$ endliche Werte behalten, so ist es ebenso mit den beiden indizierten Leistungen. Die Leistungsverluste und daher ebenso die Verluste an Moment sind nicht unabhängig vom Förderdruck; namentlich von dem hydraulischen könnte man das erwarten; ein mäßiger Anstieg ist aber unzweideutig zu erkennen. Beim Getriebeverlust deutet das Steigen mit dem Druck auf die Zunahme der Lager- und Kreuzkopfdrucke mit dem Betriebsdruck. —

Die Unterschiede im Gang der Verluste bei wechselnder Drehzahl einerseits, wechselnder Pressung andererseits sind für viele Betriebe kennzeichnend und wohl zu beachten; doch muß man auch die ganz anderen Verhältnisse bei Kreiselradmaschinen und die im folgenden Paragraphen zu besprechenden Vorgänge im Auge behalten.

**118. Kolbenpumpe gegen konstanten hydraulischen Widerstand.** Schon die Reihe von Versuchen (§ 116), wo die Pumpe gegen konstante

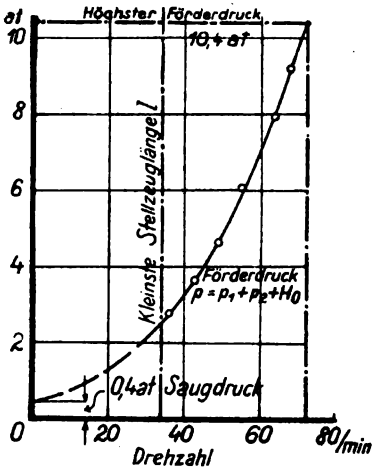



Fig. 200. Druckanstieg bei Versuchsreihe III.

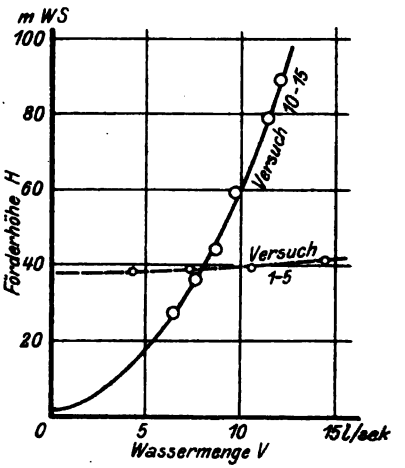



Fig. 201. Kennlinie des hydraulischen Widerstandes bei Versuchsreihe III; zum Vergleich: Kennlinie der Leitung zum Hochbehälter nach Fig. 192.

geodätische Förderhöhe in den Hochbehälter arbeitete, zeigte die Wechselwirkung zwischen der Arbeitsleistung der Pumpe und der Arbeitsaufnahme des Rohrsystems, in das sie arbeitet. Nur bei künstlicher Nachregelung eines in die Druckleitung etwa eingeschalteten Drosselorganes hätte man wirklich konstanten Gegendruck halten können. Spontan aber steigt der Druck in einem von der Rohrleitung abhängigen Maße, und die Proportionalität zwischen Wassermenge und Leistung bleibt unvollkommen.

Gänzlich abhängig von dem äußeren Widerstande ist die Pumpe, wenn derselbe ein hydraulischer ist; das ist z. B. ganz rein der Fall bei Druckwasserheizungen, bei denen das Wasser durch eine Pumpe ledig-

Digitized by Google

lich umgewälzt wird. Da es sich dabei meist um Kreiselpumpen handelt, so kommt der Fall in § 126 zur Sprache

Zur versuchsmäßigen Demonstration der bei hydraulischem Widerstand auftretenden Verhältnisse läßt man in einer Anordnung nach Fig. 195 die Stellung des Drosselorganes $D$ unverändert; dadurch legt man eine — je nach der Stellung von $D$ verschiedene — quadratische Beziehung zwischen dem Wasserdurchgang und dem Druckverlust im Ventil fest; zu ihm kommt im allgemeinen noch eine mäßige geodätische Förderhöhe — $H_0$ in Fig. 196 — hinzu.

Die Drehzahl ändern wir bei Dampfantrieb, Fig. 195 rechts, durch Drehen des Regelrades $R$, wodurch das Stellzeug der Regelung in der Länge $l$ verändert wird, für die das überragende Stück $s$, Fig. 196, ein Maß sein kann. Einer bestimmten Reglerstellung und daher Drehzahl wird dadurch eine andere Schieberstellung und daher Füllung zugeordnet und dadurch der Ausgleich beider Größen gegeneinander eingeleitet. Bei elektrischem Antrieb wäre der Regelwiderstand entsprechend zu betätigen, und jeder Zustand des Maschinensatzes ist dann durch eine gewisse Kontaktstellung $k$ des Regelwiderstandes gekennzeichnet, statt hier durch $l$ oder $s$.

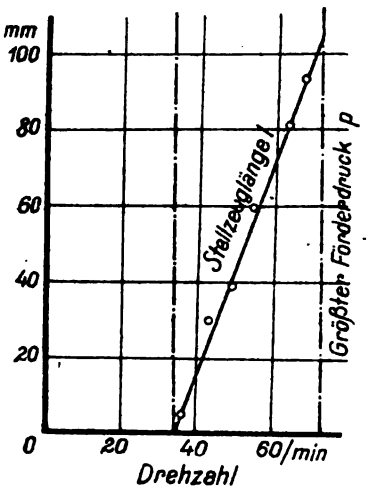



Fig. 202. Veränderung des Stellzeuges bei Versuchsreihe III.

Versuchsergebnisse gibt Tabelle 72 als Reihe III, sowie Fig. 199 bis 206.

Indem (Fig. 200) die Drehzahl von 36 bis 64/min geändert wird, geht die Wasserlieferung von 6,4 bis 11,3 l/sek, der Druck aber von 2,76 bis 7,91 at. Die Beziehung zwischen Wassermenge und Druck (Fig. 200) ist eine Parabel, deren Scheitel wegen der (geringen) geodätischen Förderhöhe $H_0$ nicht ganz im Nullpunkt ist. Die Parabel ist die *Kennlinie der Rohrleitung*, die wir durch den Drosselwiderstand darstellen; sie ist eine Eigenschaft von dieser und nicht der Pumpe. Für die Pumpe ist sie eine äußere Betriebsbedingung. Zum Vergleich zeigt Fig. 201 noch gestrichelt die Kennlinie nach Fig. 192, die sich bei Reihe I für die Leitung zum Hochbehälter ergab; beide Fälle sind nicht grundsätzlich, sondern nur numerisch verschieden, beide gehorchen dem Gesetz $H = H_0 + a \cdot V^2$, nur haben die Konstanten $H_0$ und $a$ im Verhältnis zueinander sehr verschiedene Werte.

Die *Versuchsreihe* wird *oben und unten begrenzt*. Einerseits durch Erreichung eines höchstzulässigen Druckes: ist die Pumpe mit ihren Windkesseln auf 10 at Betriebsdruck eingerichtet, so ist der höchste Förderdruck um den Saugdruck größer, rund 10,4 at. Andererseits wird die Grenze (etwas zufällig) dadurch erreicht, daß das Stellzeug des Reglers ganz zusammengeschraubt ist, $l = 0$, Fig. 201. Bei elek-

Digitized by Google

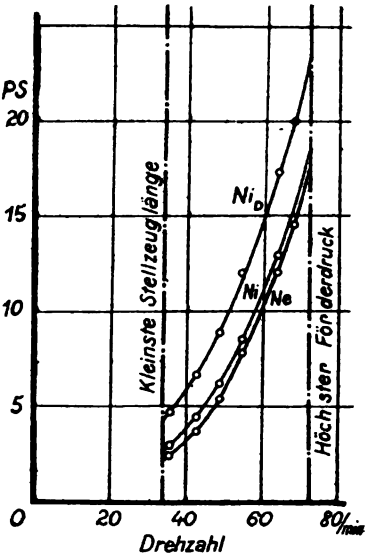



Fig. 203.

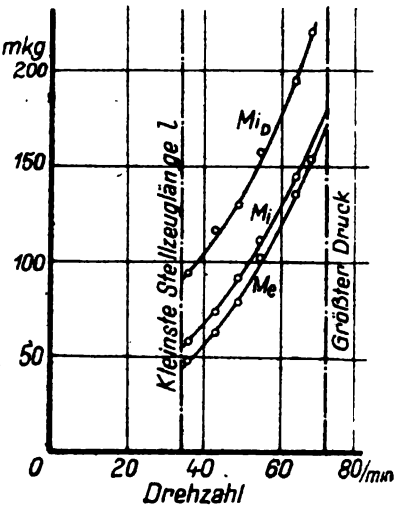



Fig. 204.

Fig. 203 bis 206. Verhalten einer Kolbenpumpe,

trischem Antrieb würde bei Einschaltung des gesamten Regelwiderstandes die untere Grenze erreicht sein, wenn nicht je nach dem Schwungradgewicht schon etwas früher der Ungleichförmigkeitsgrad den Stillstand bewirkt.

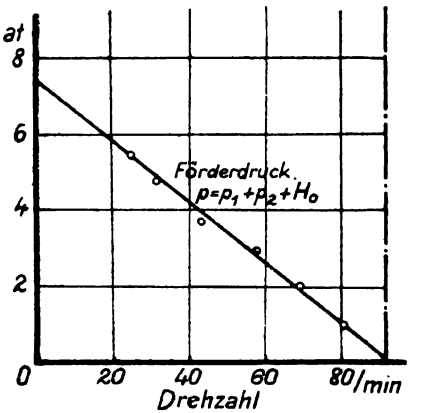



Fig. 207. Druckanstieg bei Versuchsreihe IV.

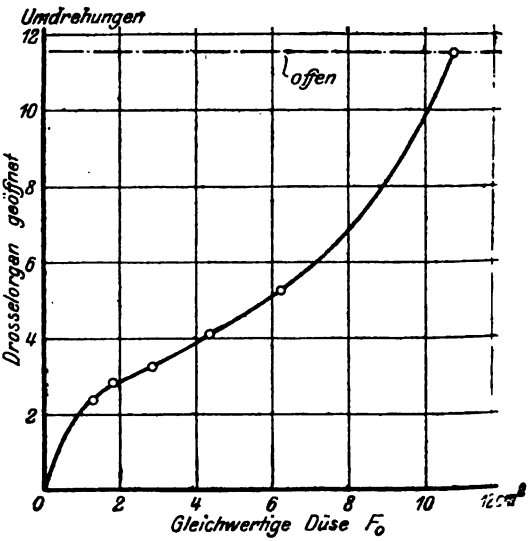



Fig. 208. Kennlinie für die Veränderung des Düsenwerts durch Verstellen des Ventils.

Innerhalb dieser Grenzen steigen Drehmoment und Leistung mit der Drehzahl steil an, die hydraulische Leistung $N_e$, als das Produkt

Digitized by Google

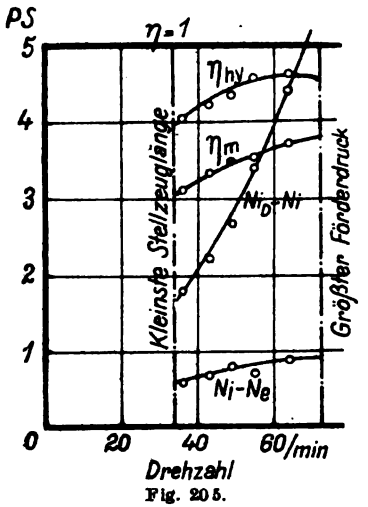



Fig. 205.

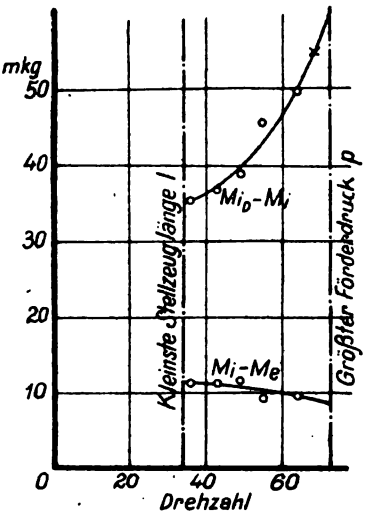



Fig. 206.

die in einem hydraulischen Widerstand arbeitet.

von Wassermenge und Förderhöhe, geht etwa mit der dritten Potenz der Drehzahl. Daß der hydraulische Verlust an Moment $M_i - M_e$ fast unabhängig von der Drehzahl erscheint, ist eine Unstimmigkeit, nachdem in Tabelle 71 dieser Verlust sowohl mit der Drehzahl als auch mit der Förderhöhe zunahm.

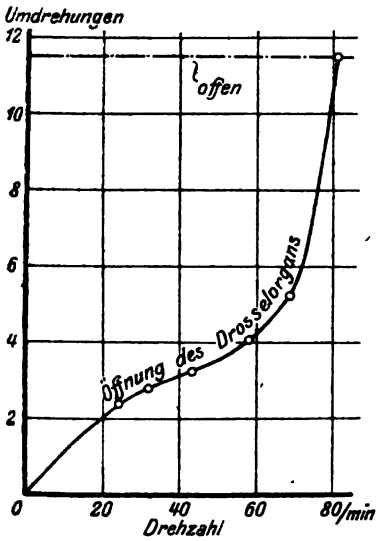



Fig. 209. Veränderung des Drosselventils.

**119. Leistungsregelung der Dampfkolbenpumpe.** Der Beharrungszustand der Pumpmaschine stellt sich ein als Ausgleich zwischen der Leistungshergabe der Kraftmaschine und dem Leistungsbedarf zum Herausdrücken der Wassermenge gegen den vorhandenen (geodätischen oder hydraulischen) Widerstand. Der Beharrungszustand hängt daher lediglich ab von Kraftmaschinenregler einerseits, vom Widerstand andererseits.

Im vorigen Paragraphen sowie in § 116 war der Widerstand unverändert geblieben und der Regler verändert worden. Der umgekehrte Fall, wo bei unveränderter Stellung des Kraftmaschinenreglers der Förderdruck verändert wird, hat praktisches Interesse beim Aufwerfen der *Frage, ob der Regler unter allen Umständen den Maschinensatz in der Gewalt hat.* Es ist naheliegend,

Digitized by Google

Tabelle 72. Verhalten einer beim Fördern in eine bestimmte Rohrleitung, Maschinenabmessungen am

| | Pumpe fördert | III. Gegenkonstanten hy- Widerstand, Ventil 3½ | |
|---|---|---|---|
| | Versuch Nr. | 10 | 12 |
| 1 | Drehzahl $n$ . . . . . /min | 36 | 49 |
| 2 | Wassermenge $V = 0{,}000\,1772\ n$ . . . . . $m^3$/sek | 0,00638 | 0,00868 |
| 3 | Stellzeuglänge $l$ . . . . . mm | 5 | 39 |
| 4 | Ventil geöffnet . . . . . Umdr | 3,25 | 3,25 |
| 5 | Düsenwert $F_e = 714 \cdot \frac{l'}{\sqrt{p}}$ . . . . . $cm^2$ | 2,74 | 2,88 |
| 6 | Förderdruck bis Saugwindkessel $p_1$ . . . . . at | 0,17 | 0,20 |
| 7 | „ ab Druckwindkessel $p_2$ . . . . . „ | 2,40 | 4,23 |
| 8 | Manometerdifferenz $H'$ . . . . . m | 1,9 | 1,9 |
| 9 | Gesamter Förderdruck $p = p_1 + p_2 + \frac{H'}{10}$ . . . . . at | 2,76 | 4,62 |
| 10 | Nutzleistung der Pumpe $N_e = \frac{1}{75\,000} \cdot V \cdot p$ . . . . . PS | 2,34 | 5,35 |
| 11 | Indizierter Druck, Hauptplunger $p_i'$ . . . . . at | 3,45 | 5,38 |
| 12 | „ „ Stufenkolben $p_i''$ . . . . . „ | −0,05 | −0,25 |
| 13 | „ „ wirksamer $p_i = p_i' + \frac{1}{2} \cdot p_i''$ . . . . . „ | 3,42 | 5,26 |
| 14 | Indizierte Leistung $N_i = 0{,}0242 \cdot p_i \cdot n$ . . . . . PS | 2,98 | 6,23 |
| 15 | Indizierte Leistung der Dampfmaschine $N_{iD}$ . . . . PS | 4,76 | 8,90 |

daß mit abnehmendem Förderdruck die Drehzahl der Maschine steigt, es fragt sich daher namentlich, ob etwa bei gänzlicher Entlastung die Maschine durchgeht, z. B. im Fall eines Rohrbruches, oder wenn von zwei parallel in eine Rohrleitung fördernden Pumpen eine stillgesetzt

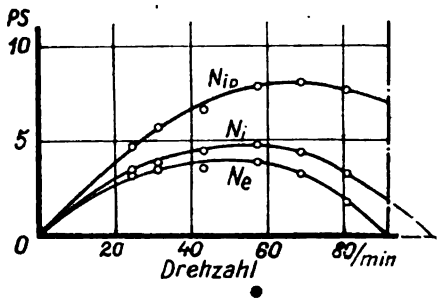



Fig. 210.

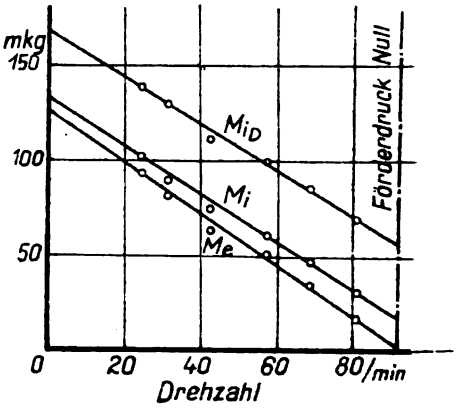



Fig. 211.

Fig. 210 bis 213. Verhalten einer Kolbenpumpe

wird oder stehen bleibt, so daß für die andere der Druck abfällt.

Um die Frage durch einen Versuch zu beantworten, verändert man

Digitized by Google

Kolbenpumpe
Regelung verändert, und umgekehrt.
Kopf von Tabelle 71.

| draulischen Umdr. offen | IV. Bei unveränderter Reglerstellung (Stellzeuglänge $l$) | | | |
|---|---|---|---|---|
| 14 | 16 | 18 | 19 | 21 |
| 64 | 24,5 | 43 | 57,5 | 81 |
| 0,0113 | 0,00434 | 0,00763 | 0,0102 | 0,0143 |
| 82 | 30 | 30 | 30 | 30 |
| 3,25 | 2,4 | 3,25 | 4,1 | 11,5 |
| 2,87 | 1,33 | 2,86 | 4,30 | 10,8 |
| 0,22 | 0,21 | 0,19 | 0,18 | 0,10 |
| 7,50 | 5,00 | 3,25 | 2,50 | 0,60 |
| 1,9 | 1,9 | 1,9 | 1,9 | 1,9 |
| 7,91 | 5,40 | 3,63 | 2,87 | 0,89 |
| 11,91 | 3,12 | 3,69 | 3,90 | 1,70 |
| 8,52 | 5,92 | 4,38 | 3,45 | 1,71 |
| -0,29 | +0,003 | −0,23 | +0,07 | 0 |
| 8,38 | 5,92 | 4,27 | 3,48 | 1,71 |
| 12,92 | 3,50 | 4,44 | 4,83 | 3,35 |
| 17,42 | 4,73 | 6,65 | 7,92 | 7,72 |

bei unveränderter Reglerstellung (Länge des Stellzeuges $l$ oder Schwanzlänge $s$, Fig. 196, bei Dampfmaschinenantrieb, Kontaktstellung $k$ bei elektrischem Antrieb) den Widerstand, gegen den die Pumpe arbeitet, am einfachsten bei einer Anordnung nach Fig. 196 durch Bedienen des Ventiles $D$. Ergebnisse einer Versuchsreihe gibt Tabelle 72, Reihe IV und Fig. 207 bis 213.

Die Versuchspunkte, die man bei allmählichem Öffnen des Drosselventils der Fig. 196 erhält, ergeben einen abnehmenden und (in diesem Fall) linearen Verlauf zwischen Förderdruck und Wassermenge (Drehzahl), Fig. 207. Bei

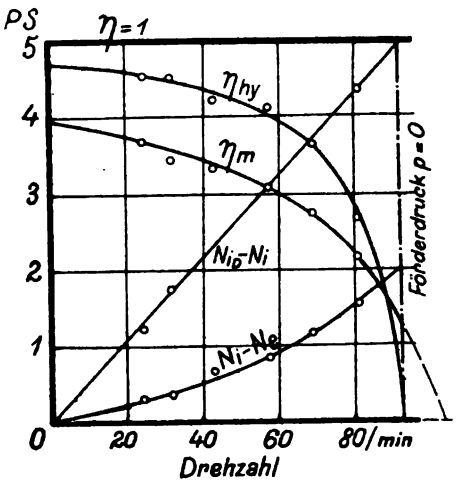



Fig. 212.
unter der Herrschaft des Leistungsreglers.

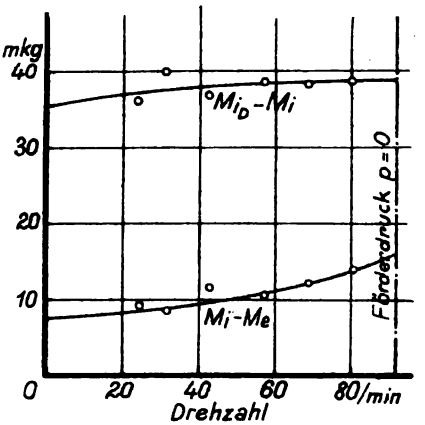



Fig. 213.

völligem Schließen des Ventils kommt die Maschine bei einem Druck von 7,4 at zum Stillstand.

Bei zunehmender Öffnung des Drosselorgans würde bei $n = 92$ Uml/min

Digitized by Google

der Förderdruck Null werden. Durchgehen der Maschine ist also (bei dieser Maschine und bei dieser Stellzeugstellung 1) ausgeschlossen.

Das von der Maschine auszuübende Moment geht einfach entsprechend dem Förderdruck, Fig. 211. Die Nutzleistung $N_e$ hat hiernach den bekannten Verlauf der Leistungsparabel, Fig. 210, wie sie allen Maschinen unter passenden Betriebsverhältnissen eigen ist. Die Wirkungsgrade nehmen mit der Drehzahl ab, Fig. 212.

Bei elektrischem Antrieb durch Hauptstrommotor würden die Verhältnisse ganz ähnlich ausfallen. Beim Nebenschlußmotor ist die Änderung der Drehzahl mit wechselndem Drehmoment nur gering, so werden Verhältnisse erreicht, wie in § 117 beschrieben. Wenn jedoch der Nebenschlußmotor mit Vorschaltwiderstand läuft, so ändert sich die Drehzahl stärker und es können Verhältnisse ähnlich den eben beschriebenen eintreten.

Während in der Versuchsreihe III, Tabelle 72, der hydraulische Widerstand in Gestalt des Drosselorganes $D$, Fig. 196, unverändert blieb, wurde bei der Reihe IV gerade dieser verändert. Als Kennzeichnung hierfür dient der Begriff der *gleichwertigen Mündung* oder der *gleichwertigen Düse*. Wir wollen dafür auch die Bezeichnung *Mündungswert* oder *Düsenwert der Rohrleitung* verwenden. Die Pumpe fördert nämlich eine gewisse Wassermenge $V$ gegen einen Förderdruck $h = 10\,p$ m WS; man kann nun fragen: wie groß müßte eine Ausflußöffnung sein, damit durch sie unter dem Einfluß der Wassersäule $10\,p$ gerade die gleiche Wassermenge ausfließe; deren Querschnitt $F_0$ nennt man dann der Pumpenförderung äquivalent oder gleichwertig. Ist die Öffnung scharfkantig, so gelangt eine in gewissem Maße willkürliche Ausflußzahl $k$ in die Rechnung. Man nimmt deshalb neuerdings meist auf eine mit gut gerundeten Kanten versehene „Düse" Bezug[1]; für sie gilt mit $k = 1$

$$V = F_0 \cdot \sqrt{2\,g\,h} = F_0 \sqrt{20\,g\,p}.$$

Je nach den verwendeten Einheiten wird also für Wasser der Düsenwert eines beliebigen Widerstandes errechnet aus

$$F_0\,\mathrm{m^2} = 0{,}0714 \cdot \frac{V\ \mathrm{m^3/sek}}{\sqrt{p^{\mathrm{at}}}} = 0{,}226\,\frac{V\ \mathrm{m^3/sek}}{\sqrt{h^{\mathrm{m}}}} \quad . \quad . \quad (10)$$

oder

$$F_0\,\mathrm{cm^2} = 0{,}198\,\frac{V\ \mathrm{m^3/st}}{\sqrt{p^{\mathrm{at}}}} = 0{,}627\,\frac{V\ \mathrm{m^3/st}}{\sqrt{h^{\mathrm{m}}}} \quad . \quad . \quad . (10\,\mathrm{a})$$

Dieser Düsenwert ist nun in Zeile 5 von Tabelle 72 berechnet. Für Reihe III ist er fast konstant, nicht ganz wegen der kleinen statischen Förderhöhe entsprechend dem freien Ausfluß Fig. 196. Für Reihe IV ist die gleichwertige Düse um so größer, je weiter das Drosselorgan $D$ der Fig. 196 geöffnet wird. Der gesamte hydraulische Widerstand ist außer vom Drosselorgan $D$ noch von der Gestaltung der ganzen Rohr-

[1]) Benennung nach den Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren. Vgl. Technische Messungen, S. 143, Anmerkung.

Digitized by Google

leitung abhängig, und diese Abhängigkeit ist in Fig. 208 zur Darstellung gebracht. Diese Kennlinie des Drosselorganes hat wieder (wie die Kennlinie der Rohrleitung Fig. 201) mit der Pumpe selbst nichts zu tun, sondern ist eine äußere Betriebsbedingung für dieselbe.

Die Versuchsreihen III und IV ergänzen einander, indem bei ersterer der Antrieb, bei letzterer die Entnahme gemäß Fig. 202 und 209 verändert wurde; alle übrigen Größen stellten sich dann auf die hierdurch bedingten Werte ein. Durch beide Änderungen zusammengenommen wird das ganze Koordinatenfeld bestrichen, und es lassen sich für eine Kolbenpumpe ähnliche Kurvenbilder aufstellen, wie dies später (§ 140, Fig. 260) für eine Kreiselradmaschine gezeigt werden wird. Im tatsächlichen Verhalten sind hiernach Kolben- und Kreiselradmaschinen einander ähnlich; nur haben solche Bilder für die Kolben p u m p e weniger Interesse, weil bei ihr Fördermenge und Drehzahl eindeutig voneinander abhängen; anders bei Kolbenkompressoren.

**120. Ventilhub und Druckverlust.** Die Bewegungsvorgänge an freigehenden Pumpenventilen kann man beobachten, indem man ihre

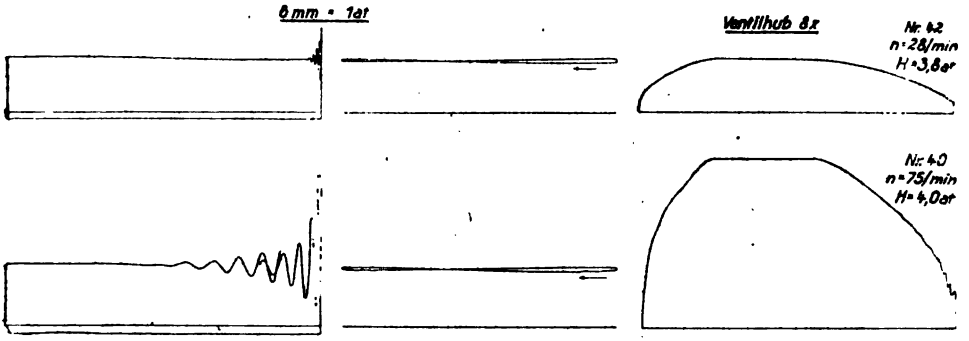



Fig. 214. Pumpen- und Ventilerhebungsdiagramme bei verschiedener Drehzahl, $H \infty 4$ at. $^1/_3$ nat. Gr.

Bewegung irgendwie aus dem Gehäuse nach außen überträgt und dort auf das Schreibzeug eines Indikators wirken läßt, auf dessen Trommel dann die *Ventilerhebungsdiagramme* vergrößert aufgeschrieben werden. In Fig. 214 und 215 sind Ventilerhebungsdiagramme als zu den gewöhnlichen gehörig dargestellt.

Bei der *konstruktiven Anordnung des Übertragungswerkes* von innen nach außen ist darauf Bedacht zu nehmen, daß die unvermeidliche Stopfbüchsenreibung wenig Einfluß erhält. Durchbohrt man den Deckel, durch den das Ventil herausgenommen werden kann, und stützt eine axial bewegliche Stange innen gegen das Ventil, außen gegen den Indikatorkolben, so wird die Reibung in der Führung erheblich; oder man müßte merkliche Wasserverluste zulassen und dann Sauberkeits halber eine dränierte Kammer zum Aufnehmen des Leckwassers anbringen. Man kann aber auch eine Welle winkelrecht zur Achse der Ventilbewegung, jedoch im Raume an ihr vorbeigehend, in der Gehäusewand drehbar anbringen und mit zwei Armen versehen, deren einer



Digitized by Google

sich innen aufs Ventil stützt, während der äußere auf den Indikator wirkt. Zur Abdichtung der drehbaren Achse kann ein innerer selbstdichtender Konus dienen; ist dessen Reibung zu groß, so wird die Axialkraft durch eine äußere Druckschraube mit Spitze und Körner nach Bedarf (je nach dem Innendruck) aufgenommen. In jedem Fall muß man darauf bedacht sein, die Ventilbewegung nahe der Ventilachse zu entnehmen, damit das Ventil wenig einseitig belastet wird.

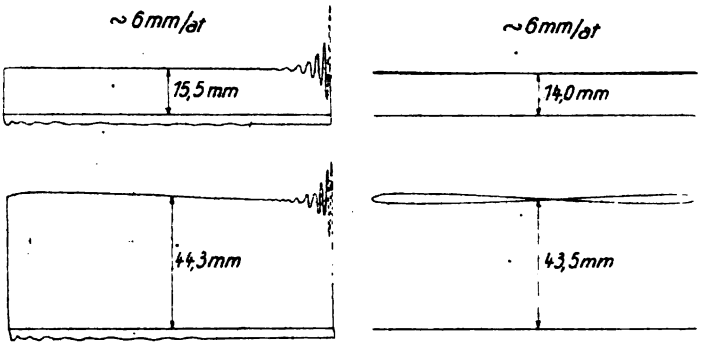


Fig. 215. Pumpen- und Ventilerhebungsdiagramme bei verschiedenem Druck.

Die Rückführung des Schreibzeuges erfolgt kraftschlüssig. Dazu wird eine Feder in den Indikator eingesetzt, die in diesem Fall keine Meßfeder ist. Die Feder soll möglichst schwach sein, um den Ventilgang wenig zu beeinflussen, nach Bedarf wird eine leichte Feder einfach aus Draht gewickelt.

Die Ventilerhebungsdiagramme haben nach Fig. 214 und 215 elliptische Gestalt mit der Nullinie als Achse. Hier interessiert das Maß der *größten Ventilerhebung $H_v$ in der Abhängigkeit einerseits von der Drehzahl* und Wassermenge *andererseits vom Förderdruck*.

Fig. 214 zeigt, daß mit der Drehzahl die Ventilerhebung $H_v$ größer wird. Über die Gesetzmäßigkeit gibt die Tabelle 74 und Fig. 216 Auskunft, beide Größen sind danach etwa einander proportional.

Gang analog zeigt Fig. 215 und Fig. 217 die Unabhängigkeit der Ventilerhebung vom Förderdruck.

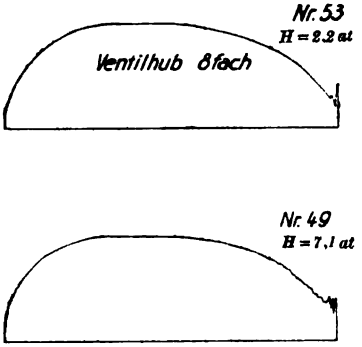
Mit der Ventilerhebung steht der Druckverlust $\Delta p$ im Ventil in engem Zusammenhang. Man findet ihn durch gleichzeitiges Nehmen von Indikatordiagrammen einerseits am Pumpenraum, andererseits am Druck bzw. Saugraum. Wir messen die Diagramme so aus, wie die eingetragenen Pfeile mit Maßzahlen es andeuten. Wir beschränken uns dabei auf das Druckventil, da (bei einer Stufenkolbenpumpe) der Druckraum ohnehin indiziert werden muß.

Da es sich um Entnahme relativ kleiner Unterschiede in der Höhe zweier Diagramme handelt, so muß man bei Ermittlung des Druckverlustes auf guten Zustand der Indikatoren peinlichst bedacht sein (toter Gang, Reibung) und darf weder die Verschiedenheit der beiden Federmaßstäbe noch eventuell die verschiedene Höhenlage der beiden Indikatoren ($J_1$ und $J_2$ in Fig. 190 und 196, Höhenunterschied 0,24 m = 0,024 at) unbeachtet lassen. Trotzdem bleibt eine merkliche Un-

Digitized by Google

sicherheit, so daß man nur durch Aufnehmen und Auswerten genügend zahlreicher Diagrammpaare befriedigende Ergebnisse erhält.

Fig. 216 und 217 zeigen die Zunahme von $\Delta p$ mit der Drehzahl und seine Unabhängigkeit vom Druck. Das ist die Erklärung dafür, daß in Fig. 198 der hydraulische Wirkungsgrad der Pumpe mit der Druckhöhe besser wurde, bei kleinen Druckhöhen aber sehr ungünstig ausfiel (Abhilfe: Zwangsschluß der Ventile).




Der Gang der Auswertung sei an Versuch Nr. 40 gezeigt. Höhe des Ventilerhebungsdiagrammes 67,1 mm, Vergrößerung achtfach (vierfach im Indikator, zweifach im Übertragungswerk). Ventilerhebung 67,1 : 8 = 8,40 mm. — In der Mitte der Diagrammlänge hat, von der Atmosphärenlinie an nach Ausgleich der Federschwingungen gemessen, das Pumpenraumdiagramm eine Höhe von 24,4 mm; das Druckraumdiagramm zeigt im entsprechenden Augenblick (Hin- und Rückgang nicht verwechseln!) 22,7 mm Höhe. Höhenunterschied 24,4 — 22,7 = 1,7 mm. Die Eichung der beiden Indikatorfedern hatte Tab. 73 ergeben:

Tabelle 73. Ermittlung der gegenseitigen Korrektion für den Federmaßstab zweier Indikatoren.

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Druck . . . . . at | 2 | 4 | 6 | 8 |
| 2 | Schreibstiftweg des Indikators: | | | | |
| | am Pumpenraum . . . . . mm | 11,75 | 23,6 | 35,3 | 46,9 |
| | am Druckraum . . . . . „ | 11,8 | 23,75 | 35,5 | 47,3 |
| 3 | Unterschied . . . . . „ | +0,05 | +0,15 | +0,2 | +0,4 |
| 4 | Federmaßstab . . . . . mm/at | 5,88 | 5,90 | 5,88 | 5,86 |

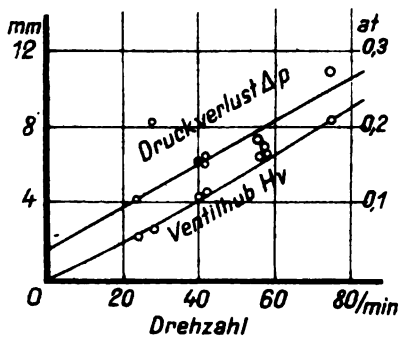



Fig. 216 bei wechselnder Drehzahl, $p \sim 4$ at.

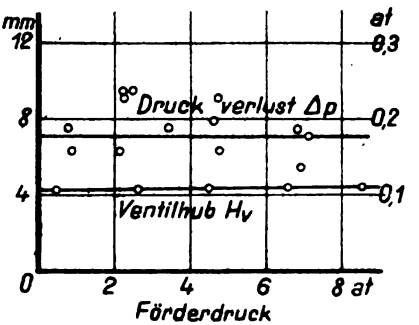



Fig. 217 bei wechselndem Förderdruck, $n \sim 40$/min.

Größter Ventilhub $H_v$ und Druckverlust im Ventil $\Delta p$

Daraus folgt für den Unterschied die Korrektion Fig. 218. Für unseren Fall entnehmen wir der Kurve (genauer als der Tabelle) die



Digitized by Google

Korrektion + 0,13 mm, so daß wir einen Höhenunterschied von 1,7 + 0,13 = 1,8 mm in Rechnung stellen; bei einem Federmaßstab 5,90 mm/at ist der Druckunterschied an beiden Meßstellen 0,30 at. Um so viel ist der Druck im Pumpenraum höher gemessen; an ihm aber sitzt der Indikator 0,24 m tiefer, so daß 0,024 at einfach durch die verschiedene Höhenlage zu erklären sind; es bleibt $\Delta p = 0{,}30 - 0{,}024 = 0{,}275$ at bei $n = 75$/min. — Der Sinn dieses Auswertungsganges ist der, die Korrektion gleich für die Differenzen zur Anwendung zu bringen, um die erforderliche Genauigkeit des grafischen Ausgleiches in Fig. 218 zu gewährleisten.

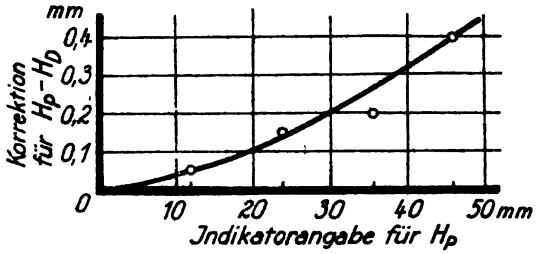



Fig. 218. Gegenseitige Korrektion der beiden Indikatoren.

**121. Druckverlust, Ventilbelastung und Wassergeschwindigkeit.** Der Druckverlust im Ventil ist nach der einen Seite hin bedingt durch die Belastung der Ventilfläche durch Feder und/oder Gewicht, nach der anderen Seite hin ist er bedingt durch die Geschwindigkeit, die das Wasser im Spalt annimmt. Die auf die Ventilfläche bezogene Belastung sollte dem Druckverlust mehr oder weniger gleich sein, die Wassergeschwindigkeit ist mit dem Druckverlust und daher mit der Ventilbelastung durch die bekannte Beziehung $h = \frac{w^2}{2g}$ verbunden, worin $h$ der Druckverlust in Metern Wassersäule ist. — Von Massenkräften des Ventilkörpers sehen wir ab, beschränken uns dadurch entweder auf kleine Ventilgeschwindigkeiten oder auf die Verhältnisse im Zustand größter Ventilerhebung, nahe der Hubmitte, wo der Ventilhub (sonst $h_v$) mit $H_v$ bezeichnet sei.

Wir kontrollieren die Zusammenhänge in Fig. 214, und geben als Rechnungsbeispiel wieder Versuch Nr. 40 mit der Drehzahl $n = 75$/min.

Zur *Berechnung der Ventilbelastung* bestimmen wir das Ventilgewicht $G = 3{,}60$ kg in Luft. In Wasser ist dessen Gewicht dann, bei einem spezifischen Gewicht von Bronze $\gamma = 8$, zu setzen $3{,}60 \cdot \frac{8-1}{8} = 3{,}15$ kg; das Gewicht der Feder ruht einfach auf dem Ventil, sie wiegt (auf Wasser bezogen) 0,30 kg, so sind als Gewichtsbelastung des Ventiles konstant 3,45 kg in Rechnung zu setzen. Durch Versuch wird festgestellt, daß die Feder sich für je 2,56 kg Last um 1 mm zusammendrückt: Federkonstante 2,56 kg/mm. Endlich wird ausgemessen, daß die Feder im Ruhestande 12 mm länger ist als der Abstand der Widerlager am Gehäusedeckel einerseits, am Ventil andererseits, letzteres auf seinem Sitz ruhend; die Feder hat also eine Vorspannung $12 \cdot 2{,}56 = 30{,}7$ kg. Insgesamt ist eine *Vorbelastung* $30{,}7 + 3{,}45 = 34{,}1$ kg in Rechnung zu setzen, und die den Ventilschluß erstrebende Kraft ist daher jederzeit

$$P_1 = 34{,}1 + 2{,}56 \cdot h_v.$$

Digitized by Google

Diese Formel gälte für die Pumpe im normalen Betrieb; beim Versuch aber tritt noch die den Kraftschluß erzeugende Feder im Indikator hinzu: Federkonstante 0,14 kg/mm, Vorspannung 2 mm = 0,28 kg, beides bereits umgerechnet auf das Ventil entsprechend dem Übersetzungsverhältnis der Übertragung. Der Ventilerhebungsapparat ergibt also eine zusätzliche Kraft, die durch die Gleichung

$$P' = 0{,}28 + 0{,}14 \cdot h_v$$

dargestellt wird. Insgesamt wirken auf das Ventil, den Schluß erstrebend

$$P = 34{,}4 + 2{,}70 \cdot h_v \text{ kg}.$$

Das Ventil hat (Fig. 219) wirksame Durchmesser von 158 und 236 mm. Dem entspricht einerseits eine untere Fläche, auf die der Druckverlust wirksam wird, von $f_v = 437 - 196 = 241$ cm²; der Druckverlust sollte der Flächenbelastung nach sein

$$p_0 = \frac{P}{f_v} = 0{,}143 + 0{,}0112\, h_v \text{ at}.$$

Andererseits gibt das Ventil bei 1 mm Hub eine doppelte Ringspalte frei von der Größe 496 + 741 = 1237 mm², also bei $h_v$ mm Hub ist der Durchströmquerschnitt

$$F_v = 0{,}001\,237 \cdot h_v \text{ m}^2,$$

woraus sich die (mittlere) Wassergeschwindigkeit im Ventilspalt errechnet.

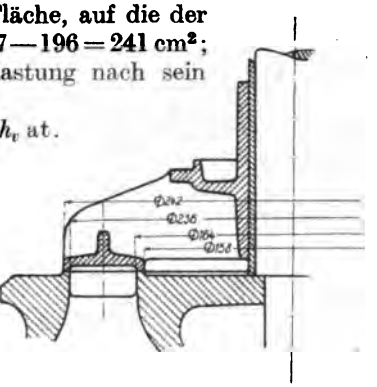



Fig. 219. Ringventil.

Für Versuch Nr. 40 war der Ventilhub in der Hubmitte $H_v = 8{,}40$ mm, dem entspricht eine gesamte Schlußkraft $P = 34{,}4 + 22{,}7 = 57{,}1$ kg, und ein *theoretischer Druckverlust* $p_0 = 57{,}1 : 241 = 0{,}237$ at. Die entsprechenden Zahlen für die anderen Versuche finden sich in Tabelle 74 errechnet und können mit den wirklich beobachteten Druckverlusten $\Delta p$ (Zeile 3) verglichen werden; die Übereinstimmung ist so gut, wie es nach der mangelhaften Ermittlung der Druckverluste als Differenz in den Indikatordiagrammen möglich ist.

Die *Wassergeschwindigkeit im Ventilspalt* errechnet sich als Quotient aus Menge und Querschnitt. In der Hubmitte sind Kolben- und Kurbelgeschwindigkeit zwar nicht ganz gleich; aber da der Ventilhub in der Mitte längere Zeit der gleiche bleibt, so gilt also folgende Rechnung genau an der Stelle der Gleichheit beider Größen, bei senkrechter Kurbelstellung. Dort ist, bei 0,3 m Hub und 75 Uml/min, die Kolbengeschwindigkeit $c_{max} = 0{,}3\,\pi \cdot \frac{75}{60} = 1{,}18$ m/sek; die Plungerfläche ist $0{,}215^2 \cdot \frac{\pi}{4} = 0{,}0363$ m²; so wird die momentane Wasserförderung $V_{max} = 0{,}0363 \cdot 1{,}18 = 0{,}0428$ m³/sek. Beim Ventilhub $H_v = 8{,}40$ mm ist der Durchtrittsquerschnitt $f_v = 0{,}001\,237 \cdot 8{,}40 = 0{,}0104$ m². Die Wassergeschwindigkeit im Spalt wird $w = 0{,}0428 : 0{,}0104 = 4{,}1$ m/sek.

Digitized by Google

Tabelle 74. Bewegungsverhältnisse des Ventiles bei wechselnder in der Mitte des Kolbenhubes.

| | Versuch Nr. | 84 | 42 | 41 |
|---|---|---|---|---|
| 1 | Drehzahl $n$ . . . . . /min | 24 | 28 | 40 |
| 2 | Förderdruck $p$ . . . . . at | 3,75 | 3,8 | 3,85 |
| 3 | Druckverlust im Ventil n. d. Diagrammen $\Delta p$ . . . at | 0,11 | 0,21 | 0,16 |
| 4 | Ventilhub $H_v$ . . . . . mm | 2,26 | 2,64 | 4,32 |
| 5 | Ventilquerschnitt $f_v = 0{,}001237 \cdot H_v$ . . . . . $m^2$ | 0,00280 | 0,00327 | 0,00535 |
| 6 | Wasserförderung $V_{max} = \frac{2{,}15^2\pi}{4} \cdot \frac{3{,}0\pi}{60} \cdot n = 0{,}570\,n$ $m^3$/sek | 0,0137 | 0,0160 | 0,0228 |
| 7 | Wassergeschwindigkeit $w = \frac{1}{10} \cdot \frac{V_{max}}{f_v}$ . . . . . m/sek | 4,9 | 4,9 | 4,25 |
| 8 | Entsprechende Geschwindigkeitshöhe $\Delta p_1$ . . . . m WS | 1,22 | 1,22 | 0,92 |
| 9 | Ventilbelastung $34{,}4 + 2{,}70 \cdot H_v = P$ . . . . . kg | 40,5 | 41,5 | 46,1 |
| 10 | Flächenbelastung $p_o = \frac{P}{241} = 0{,}143 + 0{,}0112 \cdot H_v$ kg/cm² | 0,168 | 0,172 | 0,191 |
| 11 | Ausflußzahl $\mu = \sqrt{\frac{\Delta p_1}{10 \cdot p_o}}$ . . . . . — | 0,85 | 0,84 | 0,69 |

Dem entspricht als beschleunigender Druckunterschied eine Wassersäule $\frac{4{,}1^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}86$ mWS $= 0{,}086$ at. Die entsprechenden weiteren Werte sind in Fig. 220 dargestellt, so wie Tabelle 74 sie ergibt.

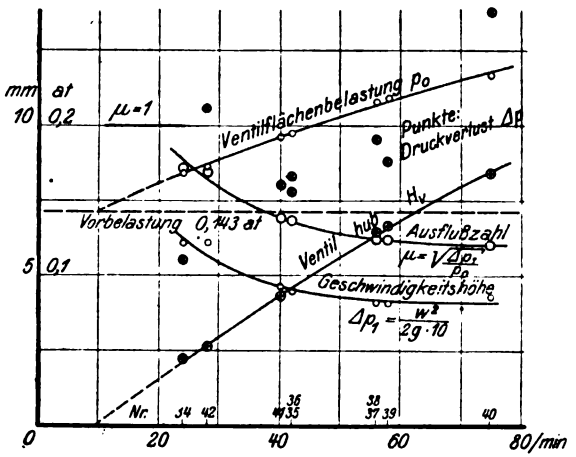



Fig. 220. Kraftverhältnisse am Pumpenventil in ganz geöffnetem Zustand (Hubmitte). Vorbelastung des geschlossenen Ventils 0,143 kg/cm².

Es ist eigenartig, daß die Wassergeschwindigkeit im Ventil mit zunehmender Drehzahl abnimmt, während doch der Druckverlust wie natürlich die Ventilbelastung zunimmt. Sind auch die einzelnen Messungen des Druckverlustes unsicher, so doch nicht ihr Mittelwert, und nicht die der Ventilbelastung. Die Folge ist, daß die Weisbachsche Ausflußzahl

Digitized by Google

Drehzahl der Kolbenpumpe jeweils Vorspannung der Ventilfeder 34,4 kg.

| 35 | 36 | 37 | 38 | 39 | 40 |
|---|---|---|---|---|---|
| 42 | 42 | 56 | 56 | 58 | 75 |
| 3,85 | 3,85 | 3,95 | 3,95 | 3,95 | 4,0 |
| 0,155 | 0,165 | 0,19 | 0,19 | 0,175 | 0,275 |
| 4,57 | | 6,45 | | 6,62 | 8,40 |
| 0,00566 | | 0,00798 | | 0,00820 | 0,0104. |
| 0,0239 | | 0,0319 | | 0,0330 | 0,0428 |
| 4,2 | | 4,0 | | 4,0 | 4,1 |
| 0,90 | | 0,82 | | 0,82 | 0,86 |
| 46,7 | | 51,8 | | 52,3 | 57,1 |
| 0,194 | | 0,215 | | 0,217 | 0,237 |
| 0,68 | | 0,62 | | 0,62 | 0,60 |

$\mu = \sqrt{\frac{\Delta p_1}{p_0}}$ mit höherer Drehzahl — besser wohl gesagt mit höherem Ventilhub — abnimmt; Fig. 220 zeigt auch das. Bei Versuch Nr. 40 ist $\mu = 0{,}60$, also fast genau wie der einfachen Kontraktion entspricht; für den unendlich langen (hier ringförmigen) Spalt gilt theoretisch $\mu = \frac{\pi}{\pi+2} = 0{,}61$[1]). Bei kleinen Drehzahlen kommt $\mu$ über 0,8 hinaus.

Wenn die Vorspannung der Feder und damit die *Vorbelastung der Ventilfläche verändert* wird, dann ergeben sich Werte wie in Tabelle 75 und Fig. 221: mit erhöhter Vorspannung sinkt die (größte) Ventilerhebung und wächst der Druckverlust.

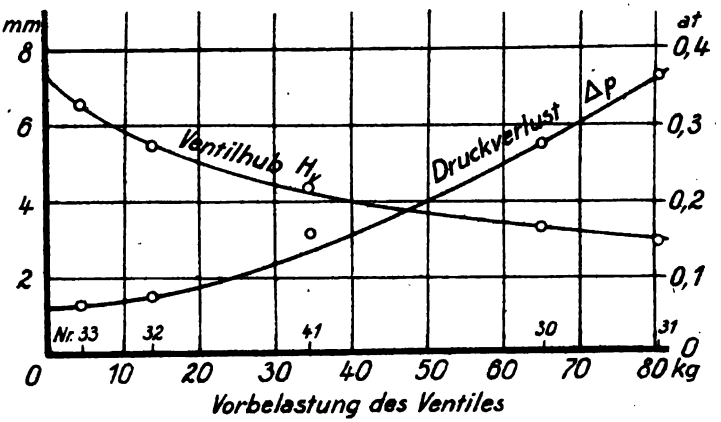



Fig. 221. Pumpenventil mit veränderlicher Vorbelastung. Drehzahl $n = 40$/min.

Tabelle 75. Verschiedene Vorbelastung des Ventiles.

| | Versuch Nr. | 31 | 30 | 41 | 32 | 33 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Drehzahl $n$ . . . . . /min | 40 | 40 | 40 | 40 | 40 |
| 2 | Vorspannung $s_0$ . . . . . mm | 30 | 24 | 12 | 4 | 0,3 |
| 3 | Ventilvorbelastung $P_0 = 3{,}73 + 2{,}56 \cdot s_0$ . kg | 80,5 | 65,1 | 34,4 | 13,9 | 4,5 |
| 4 | Größter Ventilhub $H_v$ . . . . . mm | 2,83 | 3,25 | 4,32 | 5,45 | 6,58 |
| 5 | Druckverlust $\Delta p$ lt. Diagramm . . . . . at | 0,365 | 0,275 | 0,16 | 0,075 | 0,065 |

[1]) Lorenz, Technische Hydrodynamik, S. 295.

Digitized by Google

**122. Wassergeschwindigkeit und Ventilbewegung während eines Spieles.** In den vorigen beiden Paragraphen war von dem Ventilhub $H_v$ die Rede, das ist die größte Erhebung, die das Ventil jeweils erfährt. Das Folgende bezieht sich im Gegensatz dazu auf die Bewegung des Ventiles während eines einzelnen Arbeitsspieles, die jederzeit $h_v$ sei.

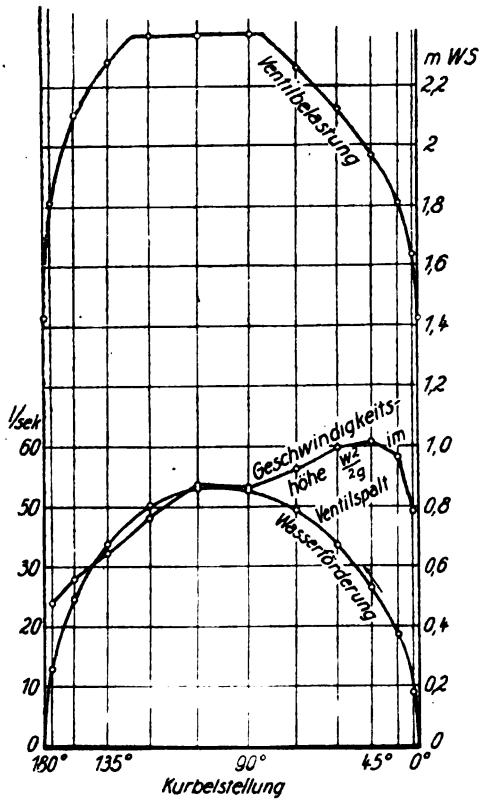



Fig. 222. Bewegungsverhältnisse des Pumpenventiles während eines Hubes.

Das *Ventilerhebungsdiagramm* des Versuches Nr. 40 in Fig. 214, auf das wir wieder Bezug nehmen, zeigt die Periode des Anhubes, an deren Beginn einige Schwingungen; dann steht das Ventil eine merkliche Zeit in der höchsten Stellung, um sich nun wieder zu senken. Im Gegensatz zu den bisherigen Betrachtungen können jetzt Wirkungen der Ventilmasse in Frage kommen.

Die mit den Zahlen der Fig. 223 zu machenden Berechnungen sind in Tabelle 76 durchgeführt und in Fig. 222 dargestellt. Die Berechnung sei wieder am Punkt 30° Kurbelstellung erläutert. Um formelmäßig bequem rechnen zu können, empfiehlt es sich, nicht etwa das Kolbenwegdiagramm gleichmäßig zu unterteilen, sondern vom Kurbelwinkel auszugehen. Zum Kurbelwinkel $\alpha = 30°$ gehört die Neigung der Schubstange $\beta = 4° 55'$, folgend aus $\sin \beta = \lambda \cdot \sin \alpha$, mit $\lambda = 0{,}1715$ bei der vorliegenden Maschine (Schubstangenverhältnis 1 : 5,83). Da die Druckperiode im äußeren Totpunkt beginnt, wird der relative Kolbenweg

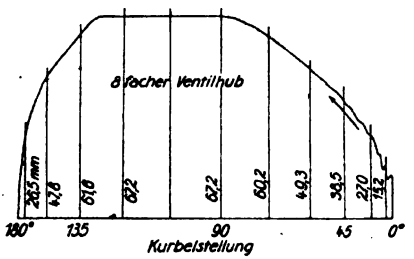



Fig. 223. Ventilerhebungsdiagramm einer Kolbenpumpe (Versuch 40), ausgemessen. $^2/_5$ nat. Gr.

$$x_1 = \frac{x}{r} = 1 - \cos\alpha - \frac{1}{\lambda} \cdot (1 - \cos\beta) = 1 - 0{,}866 - 5{,}83 \cdot (1 - 0{,}9963) = 0{,}111$$

Digitized by Google

und die relative Kolbengeschwindigkeit (Hütte 22. Aufl., Bd. I, S. 882, Bd. II, S. 151)

$$c_1 = \frac{c}{v} = \frac{\sin(\alpha - \beta)}{\cos\beta} = \frac{0{,}424}{0{,}996} = 0{,}425,$$

$r$ ist der Kurbelradius, $v$ die Kurbelgeschwindigkeit. Im Erhebungsdiagramm wird der Hub der Maschine durch die Diagrammlänge dargestellt, also $2r = 125{,}0$ mm und daher der zum Kurbelwinkel 30° zugeordnete Kolbenweg $x = 0{,}5 \cdot 125{,}0 \cdot 0{,}112 = 7{,}0$ mm. Zu dieser Abszisse

Tabelle 76. Wassergeschwindigkeit im Ventilspalt während eines Spieles. Versuch 40.

| | Punkt Nr. | 3 | 5 | 7 | 9 | 11 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Kurbelwinkel . . . . . ° | 30 | 60 | 90 | 120 | 150 |
| 2 | Für $r = 1$: Kolbenweg $x_1 = 1 - \cos\alpha - \frac{1}{\lambda}(1 - \cos\beta)$ — | 0,112 | 0,436 | 0,913 | 1,436 | 1,843 |
| 3 | Für $v = 1$: Kolbengeschwindigkeit $c_1 = \frac{\sin(\alpha - \beta)}{\cos\beta}$ — | 0,425 | 0,790 | 1.0 | 0,944 | 0,571 |
| 4 | Für Diagrammlänge $2r = 125{,}0$ mm: $x = \frac{1}{2} \cdot 125{,}0 \cdot x_1$ . . . . . mm | 7,0 | 27,2 | 57,0 | 89,8 | 115,2 |
| 5 | Für Kurbelgeschwindigkeit 1,18 m/sek: $c = 1{,}18 \cdot c_1$ . . . . . m/sek | 0,501 | 0,932 | 1,180 | 1,113 | 0,674 |
| 6 | Wasserförderung $\frac{dV}{dt} = c \cdot F = 0{,}0363 \cdot c$ m³/sek | 0,0182 | 0,0338 | 0,0428 | 0,0404 | 0,0245 |
| 7 | Ventilerhebung lt. Diagramm $h_r$ . . . mm | 3,4 | 6,2 | 8,4 | 8,4 | 6,0 |
| 8 | Ventilspalt $0{,}001237 \cdot h_r = f$ . . . . m² | 0,420 | 0,765 | 1,04 | 1,04 | 0,74 |
| 9 | Wassergeschwindigkeit $w = \frac{c \cdot F}{f}$ . . m/sek | 4,35 | 4,4 | 4,1 | 3,9 | 3,3 |
| 10 | Entsprech. Geschwindigkeitshöhe $\Delta p_1$ m WS | 0,96 | 1,00 | 0,86 | 0,76 | 0,56 |
| 11 | Spannung der Ventilfeder $P = 34{,}4 + 2{,}70 \cdot h_v$ . . . . . kg | 43,6 | 51,1 | 57,1 | 57,1 | 50,6 |
| 12 | Flächenbelastung des Ventiles $p_o = P : 241$ . . . . . kg/cm² | 0,181 | 0,212 | 0,237 | 0,237 | 0,210 |
| 13 | Ausflußzahl $\mu = \sqrt{\frac{\Delta p_1}{10 \cdot p_o}}$ . . . . . — | 0,73 | 0,69 | 0,60 | 0,57 | 0,52 |

ist die Kolbengeschwindigkeit oder besser gleich die augenblickliche Wasserförderung aufzutragen: bei $\alpha = 90°$ ist die Kolbengeschwindigkeit gleich der Kurbelgeschwindigkeit, diese aber ist, bei 300 mm Maschinenhub und bei der Drehzahl 75/min, 1,18 m/sek. Demnach ist bei $\alpha = 30°$ die Kolbengeschwindigkeit $c = 1{,}18 \cdot 0{,}425 = 0{,}501$ m/sek $= 5{,}01$ dm/sek. Für die Wasserförderung kommt auch bei einer Stufenkolbenpumpe die ganze Plungerfläche $F = 0{,}0363$ m² in Betracht, somit ist die Wasserförderung für den Augenblick der Kurbelstellung 30° gegeben durch $0{,}0363 \cdot 0{,}501 = 0{,}0182$ m³/sek.

Die so berechneten Wasserförderungen sind in Fig. 222 über dem Kolbenweg aufgetragen, wenn auch die Einteilung (ungleichmäßig)

Digitized by Google

nach Kurbelwegen erfolgt ist. Die Wasserförderung ist wie die Kolbengeschwindigkeit eine etwas gegen den inneren Totpunkt verschobene Ellipse.

Die ungleichmäßige Einteilung nach gleichen Kurbelwegen ist auch maßstabgerecht in das Ventilerhebungsdiagramm (Fig. 223) eingetragen, und die zugehörigen Ventilhübe sind ausgemessen worden. Wir finden für den Kurbelwinkel 30° bei $x = 7{,}0$ mm von rechts im Ventilerhebungsdiagramm die Ordinate 27,0 mm; wegen der achtfachen Vergrößerung ist also die Ventilerhebung $h_v = 3{,}4$ mm. Die Größe des zu 1 mm Ventilerhebung zugeordneten Spaltquerschnittes ist der Werkzeichnung Fig. 219 zu entnehmen; danach ist das Ventil ein einfaches Ringventil, gibt also zwei Spalte frei, von denen jeweils die kleinsten Durchmesser, also 236 und 158 mm, maßgebend sind. Beide zusammen bedingen einen Umfang von 1237 mm, so daß also der Ventilerhebung 1 mm der Spaltquerschnitt 0,1237 dm² entspricht. Bei 30° Kurbelwinkel ist der Ventilspalt $3{,}4 \cdot 0{,}1237 = 0{,}420$ dm². Das ergibt eine Wassergeschwindigkeit im Ventilspalt $18{,}2 : 0{,}420 = 43.5$ dm/sek = 4,35 m/sek. Dieser *Wassergeschwindigkeit im Ventilspalt* ist eine *Geschwindigkeitshöhe* $\frac{w^2}{2g} = 0{,}96$ m WS zugeordnet.

Die Geschwindigkeit und die Geschwindigkeitshöhe im Ventilspalt fällt von Anfang an etwa gleichmäßig gegen das Ende des Hubes hin ab.

Dieses Abfallen ist auffallend. Grundsätzlich müssen auch für jeden Punkt des Kolbenweges die Beziehungen zutreffen wie an der Stelle größten Ventilhubes. Der Druckverlust im Ventil gleicht sich einerseits gegen die Federspannung ab, andererseits stellt er die zur Wassergeschwindigkeit im Spalt zugeordnete Geschwindigkeitshöhe dar. Bei unveränderten Kontraktionsverhältnissen sollte also die Kurve der Geschwindigkeitshöhe der Ventilerhebungskurve ähneln.

Wir berechnen nun wie in § 120 noch folgendes: Bei 3,4 mm Erhebung ist die Federspannung $P = 34{,}4 + 2{,}70 \cdot 3{,}4 = 43{,}6$ kg; auf die Ventilfläche von 241 cm ergibt das eine *Flächenbelastung* $p_o = 43{,}6 : 241 = 0{,}181$ kg/cm² = 1,81 m WS. Auch diese Werte der Ventilbelastung sind nach Maßgabe von Tabelle 76 in Fig. 222 eingetragen.

Die wirkliche Geschwindigkeit des Wassers im Spalt ist also merklich kleiner als der Ventilbelastung entspricht; die Weisbachsche Ausflußzahl wird $\mu = \sqrt{\frac{0{,}96}{1{,}81}} = 0{,}73$. Über den Verlauf des Hubes sinkt sie allmählich bis auf $\mu = 0{,}52$ ab.

Dem Sinne nach entspricht das Absinken allerdings der Einwirkung einerseits der *Reibung*, andererseits der *Massenkraft* aus der Ventilbewegung. Zahlenmäßig lassen sich aber diese Größen zur Erklärung des Absinkens nur schlecht heranziehen, denn: betreffs der Reibung vermißt man einen Sprung gerade im Hubwechsel des Ventils, der vorhandene Sprung in der Kurve der Geschwindigkeitshöhe ist zu unerheblich; um die Massenwirkungen zu untersuchen, ist in Fig. 224 zunächst das Ventilerhebungsdiagramm über der Kurbelstellung auf-

Digitized by Google

getragen; dabei zeigte sich, daß das Ventil mit fast konstanter Geschwindigkeit aufsteigt, so daß also Beschleunigungskräfte außer im Augenblick des Anwerfens gar nicht in Frage kommen. Für den Abwärtsgang liegt die Sache ähnlich, da wieder die Hauptbeschleunigung momentan am Beginn des Sinkens geleistet wird. Die Frage nach der Ursache dafür, daß die Ausflußzahl so niedrig errechnet wird, läßt sich also hierdurch nicht erledigen. —

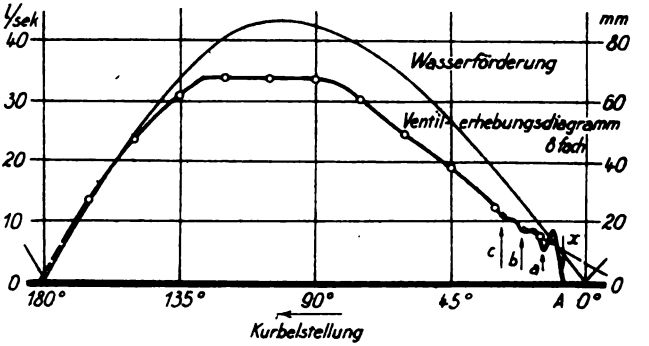



Fig. 224. Ventilerhebung und Wasserförderung, abhängig von der Zeit. Umgezeichnet aus Fig. 223.

Beim *Umzeichnen des Zeitventilerhebungsdiagrammes* (Fig. 224) macht es einige Schwierigkeit, daß die indizierte Erhebungskurve (Fig. 223), nach rechts verlängert, rechts vom Nullpunkt auf die Abszissenachse stoßen würde und daß der Anhub in der Gegend des Totpunktes einem Kolbenwegdiagramm nicht sauber zu entnehmen ist; in Wahrheit wird der Anhub erst merklich hinter dem Totpunkt einsetzen. Zum richtigen Zeichnen des Diagrammes helfen die Schwingungen, die das Ventil macht, nachdem es sich vom Sitz losgerissen hat: man kann sie befriedigend genau so einzeichnen, wie in Fig. 224 geschehen, findet die Stellen geringster Erhebung *a b c* in gleichem Abstand voneinander, und nun zeigt der Pfeil *x* im selben Abstand von *a*, auf den Anhub *A*.

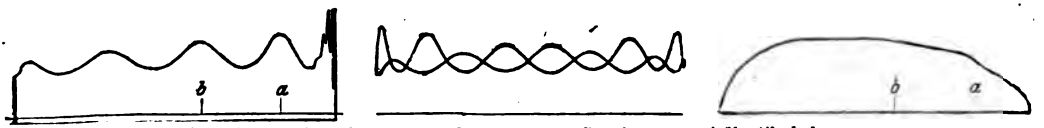



Fig. 225. Stufenkolbenpumpe; Pumpenraum, Druckraum und Ventilerhebung. Nr. XXXIV. Windhaube ohne Luft, $n = 40$/min. 6 mm/at, $^1/_3$ nat. Gr.

**123. Wirkung der Windkessel. Resonanzerscheinungen in den Rohrleitungen.** In Fig. 190 und 196 findet sich eine Windhaube unmittelbar an der Pumpe und ein Windkessel in einigem Abstand davon. Der Zweck von beiden ist, die Wasserbewegung in der Druckleitung gleichmäßig zu halten und Massenwirkungen zu vermeiden, obwohl die Wasserförderung des Plungers intermittierend erfolgt.

Wenn die *Windhaube ohne Luft* ist, so muß jetzt die Wassersäule bis zum Windkessel die Bewegungen und Geschwindigkeitsänderungen entsprechend der wechselnden Wasserförderung des Plungers erleiden.

Digitized by Google

Über den vom Manometer angezeigten (mittleren) Gegendruck lagert sich der Beschleunigungsdruck, der im Kolbenwegdiagramm und bei unendlicher Schubstangenlänge und gleichförmiger Umlaufgeschwindigkeit eine gegen das Diagrammende abfallende gerade Linie darstellt. Indikatordiagramme, bei wassergefüllter Windhaube aufgenommen

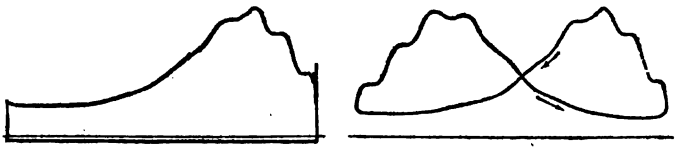


Fig. 226. Stufenkolbenpumpe, Pumpenraum und Druckraum.
Nr. XXI. Windhaube und Windkessel ohne Luft, $n = 20$/min. 6 mm/at, $^1/_8$ nat. Gr.

(Fig. 225), zeigen deutlich den Abfall des Druckes, die Gerade indessen überlagert von kräftigen Schwingungen der Wassersäule bis zum Windkessel, veranlaßt durch die Elastizität des Pumpengehäuses und des Indikatorraumes. Die schnellen Schwingungen am Anfang

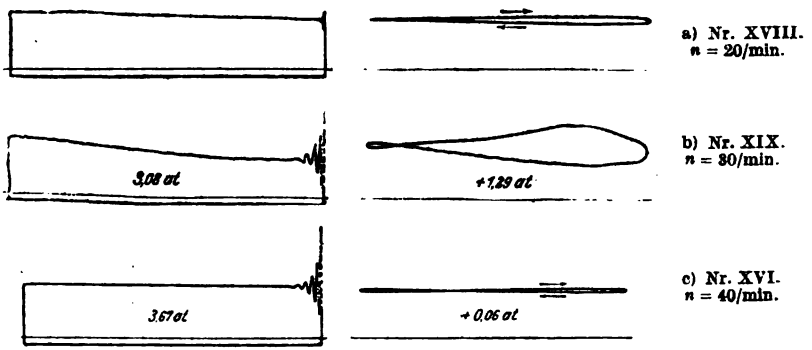



Fig. 227. Stufenkolbenpumpe, Pumpenraum und Druckraum.
In der Windhaube $V_0 = 30$ l Luft, Windkessel ohne Luft. 6 mm/at, $^1/_8$ nat. Gr.

des Diagrammes sind Eigenschwingungen des Indikators. — Bei Ausführung des Versuches ist vorsichtig vorzugehen, denn bei längerer Leitung werden die Massenwirkungen unzulässig groß werden und zur Zertrümmerung der Pumpe durch Wasserschläge führen können. Wenn

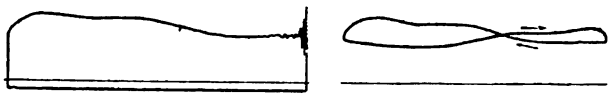


Fig. 228. Stufenkolbenpumpe, Pumpenraum und Druckraum.
Nr. XVII. In der Windhaube $V_0 = 4$ l Luft, Windkessel ohne Luft. 6 mm/at, $^1/_8$ nat. Gr.

man daher auch aus dem Windkessel die Luft ausläßt, so daß die Steigleitung (bei Fig. 190) die Beschleunigungen miterleidet, dann ergeben sich schon bei niederen Drehzahlen Diagramme wie in Fig. 226. Dieser Zustand ist also sehr gefährlich.

Dagegen kann man den *Windkessel ohne Luft* lassen und erhält gute Diagramme, wenn nur die Windhaube voll Luft ist (Fig. 227). Selbst

Digitized by Google

bei schwach gefüllter Windhaube pflegen gefährliche Zustände nicht aufzutreten, wenngleich gelegentlich merkliche Arbeitsmengen auf die Stufenkolbenfläche entfallen (Fig. 228). Gerade in solchen Fällen würde es zu groben Fehlern führen, wollte man den Druckraum einer Stufenkolbenpumpe bei der Leistungsbestimmung nicht indizieren.

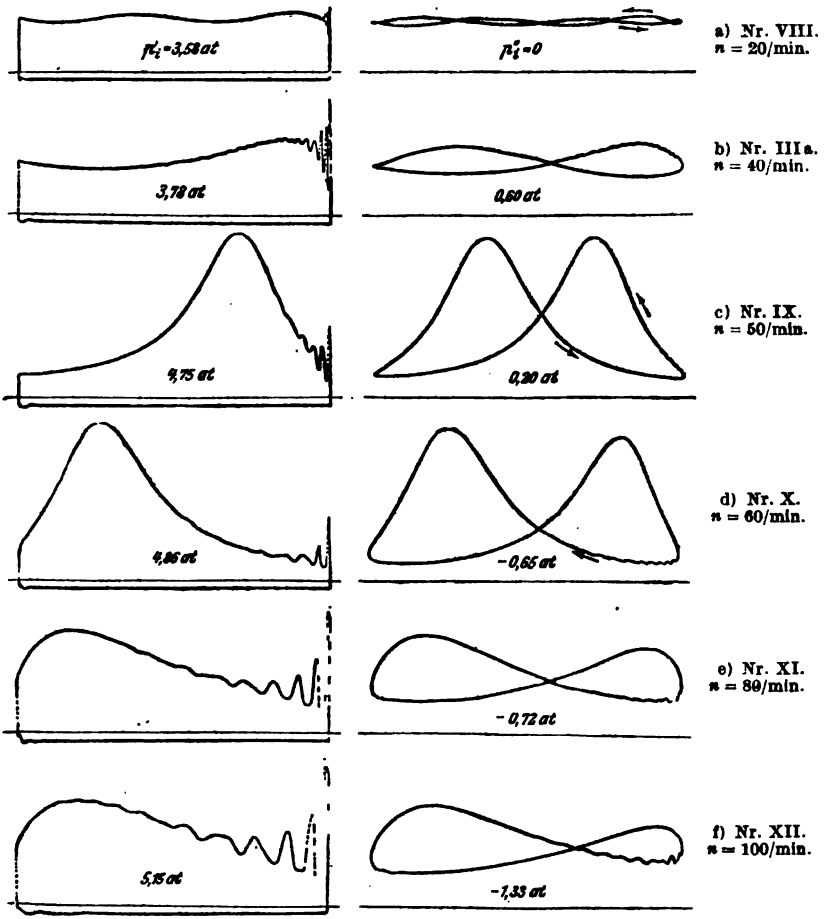



Fig. 229. Diagramme einer Stufenkolbenpumpe, Pumpenraum und Druckraum. In der Windhaube $V_0$ = 4 l Luft, Windkessel voll Luft. 6 mm/at, 1/8 nat. Gr.

Selbst wo das Diagramm des Pumpenraumes glatt verläuft, können doch die auf den Stufenkolben entfallenden Arbeitsflächen erheblich werden (Fig. 227b).

Wenn die Windhaube und der Windkessel gleichzeitig voll Luft sind, so ist also die zwischen ihnen liegende Wassersäule beiderseits elastisch gehalten, und sie kann in *Schwingungen* geraten, die insbesondere gefährlich hohe Drucke und beträchtlichen Arbeitsverbrauch zur Folge haben *im Zustand der Resonanz*, das heißt wenn die Anzahl der vom

Digitized by Google

Kolbengange ausgeübten Impulse mit der Eigenschwingungszahl der Wassersäule übereinstimmt. Die wichtigsten hierbei vorkommenden Diagrammformen sind in Fig. 229 abgebildet. In der Windhaube blieb eine bestimmte mäßige Luftmenge abgesperrt, der gegenüber die im Windkessel vorhandene sehr groß war. Wenn die Drehzahl gesteigert wurde, so entwickelt sich aus der abfallenden Linie der Beschleunigung mit übergelagerten Schwingungen (Nr. VIII) eine starke Druckerhebung, die vom Anfang der Drucklinie bei steigender Drehzahl gegen das Ende wandert. Dort werden die Drucke wieder geringer. Der Resonanz entspricht ein gerade in der Diagrammitte liegender Buckel (in Fig. 228 nicht grade getroffen, etwa bei 55 Uml/min). Der *Höchstdruck* steigt schon bei den aufgenommenen Diagrammen auf 11 at, während doch nur gegen einen Förderdruck von rd. 3,5 at gearbeitet wurde. Gelegenheit zu Zerstörungen durch Bruch ist also ohne weiteres gegeben.

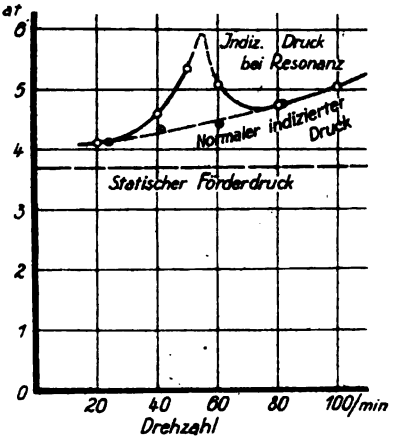



Fig. 230. Indizierte Drucke einer Pumpe beim Durchgang durch den Resonanzpunkt.

Außerdem bedeuten die Schwingungen in der Leitung bis zum großen Windkessel einen erheblichen *Arbeitsverlust*. Die indizierten Drucke der Diagrammreihe Fig. 229 sind in Tabelle 77 unter a) berechnet; zum Vergleich sind dort und in Fig. 230 die Werte des Förderdruckes aufgetragen, die sich abhängig von der Drehzahl für die gleiche Leitung in Tabelle 71, S. 392 und Fig. 192 ergaben. Der Unterschied beider Kurven zeigt ohne weiteres den Mehraufwand durch die Schwingungen, der in Tabelle 76 auch noch prozentual angegeben ist. — Es läßt sich zeigen[1]), daß die Amplituden im Zustand der Resonanz so groß sind, daß in der Leitung rückläufige Bewegungen vorkommen. Die Arbeitsverluste sind durch den höheren quadratischen Mittelwert der wechselnden Geschwindigkeit gegenüber dem Quadratwert der gleichmäßigen Geschwindigkeit bedingt, das heißt durch höhere Dämpfungsverluste. — Beim allmählichen Steigern der Drehzahl beobachtet man, daß die Maschine vor dem Resonanzpunkt zögert, den Zustand höchsten Arbeitsaufwandes zu erreichen, daß sie aber nach Überschreiten des Resonanzpunktes, wo der Leistungsbedarf oder genauer gesagt der Bedarf an Drehmoment mit steigender Drehzahl sinkt, durchgeht und sprungweise auf eine merklich höhere Drehzahl geht. Sie geht in Fig. 230 von $n = 55$ bis etwa auf $n = 75$/min — nicht ganz, weil die Getriebeverluste etwas bei dem Übergang anwachsen.

[1]) Gramberg, Wirkungsweise und Berechnung der Windkessel von Kolbenpumpen. Forschungsarbeiten Heft 129 oder Z. d. V. D. I. 1911, S. 842. Die Figuren dieses Paragraphen sind diesen Arbeiten entlehnt.

Digitized by Google

Tabelle 77 zeigt unter b) und c), wie eine bestimmte Luftmenge in der Windhaube Vorbedingung für Entstehung größerer Schwingungen (wie in Fig. 229c) bei gegebener Drehzahl ist; bei größerer und bei kleinerer Luftmenge werden die Verhältnisse günstiger. Es handelt sich also um eine typische Resonanzerscheinung.

Wann die Resonanz eintreten muß, läßt sich rechnerisch verfolgen, solange die Ausschläge klein sind. Wir berechnen dazu *die Eigen-*

Tabelle 77. Steigerung der indizierten Drucke beim Auftreten von Resonanzschwingungen.

a) In der Windhaube $V_0 = 4$ l Luft.

| | Versuch Nr. | VIII | IIIa | IX | X | XI | XII |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Drehzahl $n$ . . . . . /min | 20 | 40 | 50 | 60 | 80 | 100 |
| 2 | Indizierter Druck: Hauptkolben $p_i'$ . . at | 4,08 | 4,29 | 5,26 | 5,38 | 5,09 | 5,70 |
| 3 | Stufenkolben $p_i''$ . . . . . „ | 0 | +0,60 | +0,20 | −0,65 | −0,72 | −1,33 |
| 4 | wirksamer $p_i = p_i' + \frac{1}{2} \cdot p_i''$ . . . . „ | 4,08 | 4,59 | 5,36 | 5,06 | 4,73 | 5,04 |
| 5 | Normaler indizierter Druck nach Fig. 192 „ | 4,12 | 4,28 | 4,37 | 4,47 | 4,71 | 5,03 |
| 6 | Mehraufwand . . . . . % | ∾0 | 7,2 | 21,6 | 13,2 | ≅0 | ∾0 |

b) Drehzahl 40/min.

| | Versuch Nr. | XIII | IIIa | IVa | XIV | XV |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Luftmenge $V_0$ in der Windhaube . . . l | 30 | 4 | 2 | 0,5 | ∾0 |
| 2 | Indizierter Druck: Hauptkolben $p_i'$ . . at | 4,37 | 4,29 | 4,29 | 4,30 | 4,26 |
| 3 | Stufenkolben $p_i''$ . . . . . „ | −0,17 | +0,60 | +0,02 | 0 | +0,02 |
| 4 | wirksamer $p_i = p_i' + \frac{1}{2} \cdot p_i''$ . . . . „ | 4,29 | 4,59 | 4,30 | 4,30 | 4,27 |

gegen 4,28 at normal (Fig. 192).

c) Drehzahl 50/min.

| | Versuch Nr. | — | IX | IVa | XIV | XV |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Luftmenge $V_0$ in der Windhaube . . . l | — | 4 | 2 | 0,5 | ∾0 |
| 2 | Indizierter Druck: Hauptkolben $p_i'$ . . at | — | 5,26 | 4,29 | 4,30 | 4,26 |
| 3 | Stufenkolben $p_i''$ . . . . . „ | — | +0,20 | +0,02 | 0 | +0,02 |
| 4 | wirksamer $p_i = p_i' + \frac{1}{2} p_i''$ . . . . „ | ∾4,5 | 5,36 | 4,30 | 4,38 | 4,44 |

gegen 4,37 at normal (Fig. 192).

*schwingungszahl der schwingenden Wassersäule.* Die Ruhelage der Wassersäule ist durch passende Spannung beider Luftpolster unter Berücksichtigung von Spiegeldifferenzen bedingt; die Spannungen in der Ruhe seien $p_{01}$ und $p_{02}$, und allgemein seien sie $p_1$ und $p_2$ kg/m².

Eine Auslenkung um die Strecke $ds$ m gemessen im Rohr vom Querschnitt $f$ m² bedeutet eine Volumenänderung $dV = f \cdot ds$ m³ — Zunahme des Volumens im einen, Abnahme im anderen Luftpolster. Beide mögen im Ruhezustande $V_{01}$ und $V_{02}$ und allgemein $V_1$ und $V_2$ m³ sein, so gilt für beide

$$ds = \frac{dV}{f}; \quad dV = f \cdot ds.$$

Digitized by Google

Unter Annahme isothermer Zustandänderung gilt ferner

$$V_{01} \cdot p_{01} = (V_{01} + dV) \cdot (p_{01} - dp_1); \quad V_{02} \cdot p_{02} = (V_{02} - dV) \cdot (p_{02} + dp_2),$$

woraus folgt

$$dV \cdot p_{01} = V_{01} \cdot dp_1 \qquad dV \cdot p_{02} = V_{02} \cdot dp_2$$

$$dp_1 = \frac{p_{01}}{V_{01}} \cdot dV \qquad dp_2 = \frac{p_{02}}{V_{02}} \cdot dV.$$

Durch Einführen von $dV = f \cdot ds$ entsteht

$$dp_1 = \frac{p_{01}}{V_{01}} \cdot f \cdot ds \qquad dp_2 = \frac{p_{02}}{V_{02}} \cdot f \cdot ds.$$

Bei Vernachlässigung von Spiegeldifferenzen ist $p_{01} = p_{02} = p_0$; durch Multiplizieren mit $f$ ergeben sich als

$$f \cdot dp_1 = \frac{p_0}{V_{01}} \cdot f^2 \cdot ds \qquad f \cdot dp_2 = \frac{p_0}{V_{02}} \cdot f \cdot ds$$

die beiden Kräfte, die einerseits saugend, andererseits drückend den Ausschlägen der Wassersäule widerstreben und die Rückführung in die Ruhelage erstreben. Es ist also

$$dP = f \cdot (dp_1 + dp_2) = \left(\frac{p_0}{V_{01}} + \frac{p_0}{V_{02}}\right) \cdot f \cdot ds \text{ kg}$$

die Kraft, die insgesamt die Rückführung der um einen kleinen Betrag $ds$ aus ihrer Ruhelage gelenkten Masse erstrebt. Oder es ist

$$\frac{dP}{ds} = \left(\frac{p_0}{V_{01}} + \frac{p_0}{V_{02}}\right) \cdot f^2 = p_0 \cdot \left(\frac{V_{01} + V_{02}}{V_{01} \cdot V_{02}}\right) \cdot f^2 = c \text{ kg/m} \quad . \quad (11)$$

eine der Federkonstanten entsprechende, für größere Ausschläge allerdings hier nicht konstante Größe. Die Masse selbst ist bei einer Länge $l$ der in Frage kommenden Leitung

$$m = \frac{l \cdot f \cdot \gamma}{g} \text{ ME} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

worin $\gamma$ kg/m³ das spezifische Gewicht der Flüssigkeit und $g = 9{,}81$ m/sek² die Schwerebeschleunigung.

Die Eigenschwingungszeit einer Masse $m$ ME unter dem Einfluß der Federkonstanten $c$ kg/m² ist

$$t_s = 2\pi \sqrt{\frac{m}{c}} \text{ sek} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

in unserem Fall also

$$t_s = 2\pi \sqrt{\frac{l \cdot f \cdot \gamma \cdot V_{01} \cdot V_{02}}{g \cdot p_0 \cdot f^2 \cdot (V_{01} + V_{02})}}$$

$$t_s = 2\pi \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{g}} \cdot \sqrt{\frac{l}{f} \cdot \frac{V_{01} \cdot V_{02}}{p_0 \cdot (V_{01} + V_{02})}} \quad . \quad . \quad . \quad (13a)$$

Praktisch interessieren selten andere Fälle als die folgenden beiden:

Digitized by Google

Für *gleiche Größe beider Luftpolster* — 2 Windhauben einer Zwillingspumpe — ist $V_{01} = V_{02} = V_0$, und es wird

$$t_s = 2\pi \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{g}} \cdot \sqrt{\frac{l}{f} \cdot \frac{V_0}{2p_0}} \text{ sek} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13b)$$

Wenn dagegen *eines der Luftpolster sehr groß* ist — Windkessel gegen Windhaube —, so wird $V_{02} = \infty$, und $\frac{V_{01} + V_{02}}{V_{01} \cdot V_{02}} = \frac{1}{V_{01}} + \frac{1}{V_{02}}$ wird einfach $\frac{1}{V_0}$; dann wird die Eigenschwingungsdauer

$$t_s = 2\pi \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{g}} \cdot \sqrt{\frac{l}{f} \cdot \frac{V_0}{p_0}} \text{ sek} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13c)$$

Letzterer Fall liegt für uns vor; wir nehmen an, daß bei unseren Versuchen Schwingungen in der „Zwischenleitung" zwischen Windhaube und Windkessel der Fig. 190 und 196 im Spiele sind. Die Leitung hatte $l = 7{,}5$ m Länge und bei 100 mm lichter Weite den Querschnitt $f = 0{,}0078$ m². $p_0$ ist gemäß Fig. 192, S. 389 von der Drehzahl abhängig; es kommt nicht der Förderdruck, sondern der absolute Luftdruck in den Windpolstern in Frage; die statische Förderhöhe von etwa 33,0 m, vom Spiegel in den Windkesseln ab gerechnet, war nach Fig. 192 bei $n = 55$/min (wo die Resonanz erfahrungsmäßig auftrat) um 0,23 at zu vermehren; so ist der Überdruck der Luftpolster zu 3,3 + 0,23 at und der absolute Druck zu $p_0 = 3{,}3 + 0{,}23 + 1{,}03 = 4{,}6$ at $= 46\,000$ kg/m² anzusetzen. Es ist $\gamma = 1000$ kg/m³, und bei der Versuchsreihe a Tabelle 77 ist $V_0 = 4\,l = 0{,}004$ m³. Alles dies eingesetzt wird die Eigenschwingungszahl unserer Wassersäule

$$t_s = 2\pi \cdot \sqrt{\frac{1000}{9{,}81}} \cdot \sqrt{\frac{7{,}5}{0{,}0078} \cdot \frac{0{,}004}{46\,000}} = 0{,}58 \text{ sek},$$

Die Pumpe Fig. 190 liefert 2 Impulse auf den Umlauf, denn im Hingang fördert der Hauptkolben die Hälfte seiner Volumverdrängung in die Leitung, die andere Hälfte wird vom Stufenkolben gespeichert; beim Rückgang gibt der Stufenkolben das vorher gespeicherte in die Leitung. Bei der Drehzahl $n$/min haben wir also $n/30$ Impulse sekundlich. Resonanz war zu erwarten bei

$$\frac{n}{30} = 0{,}58,$$

$$n = \frac{30}{0{,}58} = 52/\text{min}.$$

Nach Fig. 229 beobachten wir Resonanz bei $n = 55$/min. Die Übereinstimmung mit der Wirklichkeit ist in Anbetracht der Vernachlässigungen (Annahme isothermer Änderungen, Dämpfung, Einfluß der mitschwingenden senkrechten Säulen in Windkessel und Windhaube) befriedigend. Es handelt sich also um Schwingungen in der Zwischenleitung.



Digitized by Google

*Resonanz zweiter Ordnung* würde bei (wegen des Druckabfalles etwa) halber Drehzahl zu erwarten sein, oder aber beispielsweise auch bei $V_0 = 2\,l$ für $n = 36/\text{min}$, denn nach demselben Rechnungsgang findet sich

$$t_e = 2\pi\sqrt{\frac{1000}{9{,}81}}\cdot\sqrt{\frac{7{,}5}{0{,}0078}\cdot\frac{0{,}002}{44500}} = 0{,}42\,\text{sek},$$

und da für zweite Resonanz vier Schwingungen auf den Umlauf kommen, so ist dieselbe zu erwarten bei

$$n = \frac{15}{0{,}42} = 36/\text{min}.$$

In Fig. 231 sind aufgenommene Indikatordiagramme wiedergegeben,

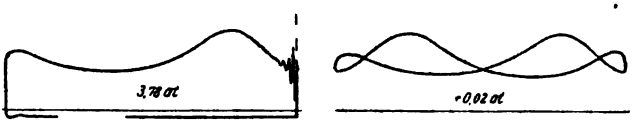


Fig. 231. Stufenkolbenpumpe, Pumpenraum und Druckraum.
Nr. IVa. Zustand der Resonanz zweiter Ordnung, in der Windhaube $V_0 = 2\,l$ Luft, $n = 40/\text{min}$. 6 mm/at, 1/3 nat. Gr.

die zeigen, daß man bei $V_0 = 2\,l$ und $n = 40/\text{min}$ der zweiten Resonanz nahe ist. In Fig. 232 sind für denselben Fall *Zeitdiagramme* gegeben, gleichzeitig aufgenommen mit zwei Wagnerschen Bandindikatoren (Techn. Mess. § 88). An dem Druckraumdiagramm ist besonders gut die gleichmäßige Aufeinanderfolge der Schwingungen zu erkennen, von denen immer die auf den Impuls folgende die stärkere, die nächste etwas gedämpft ist. Daraus, daß das Minimum des Druckes immer etwas hinter den Totpunkt fällt, sehen wir, daß die Drehzahl etwas über den Resonanzpunkt hinaus ist — so wie die Rechnung es auch ergibt ($n = 40$, statt $n = 36$). — Außerdem zeigt sich noch, daß der Druckanstieg im Pumpenraumdiagramm merklich hinter dem äußeren Totpunkt einsetzt, was das Kolbenwegdiagramm natürlich verdeckt.

Manches Weitere über diese Resonanzerscheinung möge man in einer größeren Arbeit des Verfassers[1]) nachlesen. Dort ist z. B. auch gezeigt, daß die Gestalt der Schwingungen im Zeitdiagramm durch eine Fouriersche Reihe von einfachster Gesetzmäßigkeit dargestellt werden kann; deren Vorzahlen lassen sich mit dem harmonischen Analysator von Mader auffinden. Es handelt sich um ein schönes Beispiel von dessen Anwendung, wenn auch die Bedeutung mehr theoretisch ist. —

Die *Ventilbewegung* wird durch die Schwingungen kaum beeinflußt, selbst wenn in der Windhaube keine Luft ist, Fig. 225 auf S. 411; denn obwohl gerade dann heftige Druckänderungen durch das Ventil pendeln, sind doch die hin und her gehenden Volumina nicht größer, als dem Atmen des Pumpenkörpers und dem Arbeiten des Indikatorkolbens entspricht. Immerhin erkennt man in Fig. 225 die überein-

[1]) Siehe die Anmerkung S. 414.

Digitized by Google

stimmende Lage der Marken *a* und *b* in beiden Diagrammen: Jede Schwingung macht sich in der Ventilerhebung als leichter Knick kenntlich.

Ist jedoch Luft im Pumpenraum (§ 124), so werden die Schwingungen des Ventils größer entsprechend der größeren Elastizität des Pumpenraums und dem größeren hin und her gehenden Volumen, ebenso Fig. 239.

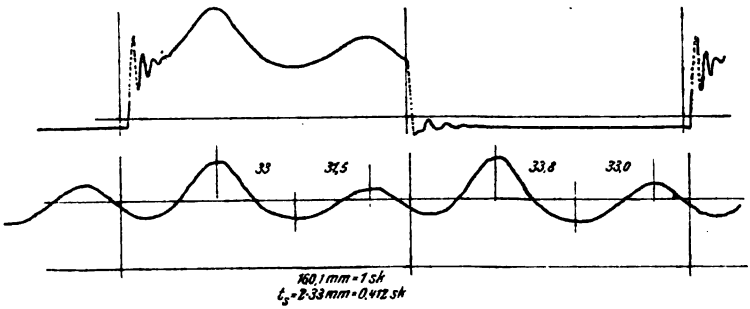



Fig. 232. Stufenkolbenpumpe, Pumpenraum und Druckraum.
Nr. IV. Zustand wie bei Fig. 231, im Zeitdiagramm. 8 mm/at, 1/3 nat. Gr.

*Resonanzschwingungen in der Saugleitung* können genau so zustande kommen wie in der Druckleitung, auch die Nachprüfung durch Rechnung bleibt sinngemäß die gleiche. Nicht leicht jedoch nehmen die Schwingungen große Amplituden an, wegen der geringen zur Beschleunigung verfügbaren Drucke. Beispiele von Diagrammen gibt Fig. 233, wo der Saugwindkessel ohne Luft ist und daher der Massendruck der Wassermasse in der Saugleitung deutlich erkennbar wird, sowie Fig. 234, wo starke Schwingungen in der Sauglinie sich zeigen, die sich von den Indikatorfederschwingungen in der Drucklinie durch die Schwingungszahl deutlich als verschiedenartig unterscheiden. Ein besonders eigenartiges Beispiel ist endlich in Fig. 235 dargestellt: Die Diagramme des Pumpen- und des Saugraumes sind ineinander gezeichnet; denkt man letzteres in ein Zeitdiagramm umgezeichnet, so erkennt man einen Schwingungszustand von der Periode gleich der Drehzahl der Maschine. Im Zustande fast vollkommener Resonanz geriet die Saugsäule in so starke Schwingungen, daß der höchste Druck nicht nur die Atmosphäre überschreitet, sondern auch noch den Druck im Druckraum übertrifft (kreuzschraffiert). In diesem Augenblick werden daher beide Ventile geöffnet, und es findet Wasserförderung durch Massenkraft, also wie beim hydrau-

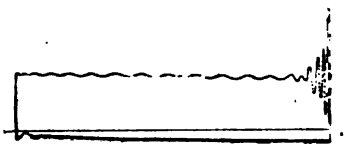


Fig. 233. Stufenkolbenpumpe.
Nr. XXII. Saugwindkessel ohne Luft,
$n$ = 40/min. 6 mm/at, 1/3 nat. Gr.

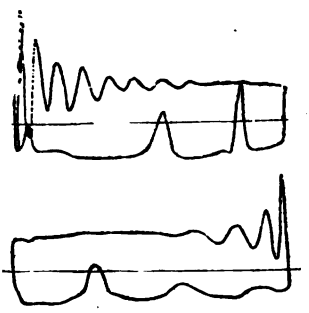


Fig. 234. Zwillingspumpe. Resonanzschwingungen in der Saugleitung,
$n$ = 67/min. 15 mm/at, 1/3 nat. Gr.



Digitized by Google

lischen Widder statt. Der volumetrische Wirkungsgrad wird in diesem Fall über Eins hinausgehen, der Leistungsmehrbedarf für die *Überförderung* natürlich nicht ausbleiben. — Man erhält das Diagramm

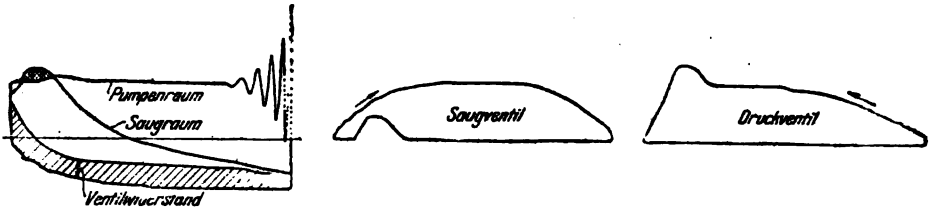



Fig. 235. Stufenkolbenpumpe. Resonanzschwingungen erster Ordnung in der Saugleitung mit Überförderung durch Massenwirkung. 25 mm/at, 1/8 nat. Gr.

bei niedrigem Förderdruck, während die Drehzahl der Trägheit der Säule angepaßt, meist also auch sehr niedrig ist.

Markante Schwingungen, allerdings nicht eigentlich von Resonanz herrührend, erhält man meist beim Indizieren schwungradloser Pumpen,

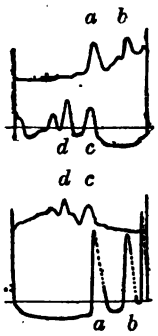



Fig. 236. Schwungradlose Duplexpumpe, beide Seiten eines Zylinders. 18 Doppelhübe/min.

Fig. 236. Wegen ihrer geringen Masse pflegen der Kolben und die Kolbenstange durch Schwingungen des Wassers zu sprungweisem Gang veranlaßt zu werden, was man dann mit dem Auge ohne weiteres bemerkt; dadurch werden aber die Schwingungen einer Seite auf die andere übertragen, die Schwingungen *a b c d* der Saugline treten also in der Drucklinie verkleinert auf.

Resonanzerscheinungen dieser Art müssen unter allen Umständen vermieden werden, der Bruchgefahr und des Leistungsaufwandes wegen. Wo sie vorhanden sind, hat man zunächst rechnerisch festzustellen, welche Leitung schwingt und welche Luftpolster die Federung geben.

In der durch Fig. 237 angedeuteten Anordnung einer Saugleitung können Längsschwingungen von *ABC* nach *D* oder Querschwingungen zwischen *A* und *B* eintreten. Zu beachten ist auch, daß eine doppeltwirkende Pumpe der Saugsäule zwei Impulse bei jedem Umlauf erteilt, eine Stufenkolbenpumpe aber nur einen, und daß sich die Impulse für beide Hälften einer Zwillingspumpe in verschiedenartiger Weise addieren, je nachdem ob die Kurbeln um 90° versetzt oder wie sonst sie angeordnet sind.

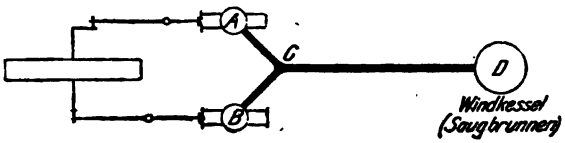



Fig. 237. Schema der Saugleitung einer Zwillingspumpe.

Danach ist dann in jedem Fall die *Beseitigung der Schwingungen* möglich. Das geschieht, indem man eine der in den Formeln 13a bis c vorkommenden Größen ändert. Am einfachsten ändert man das in den Windkesseln abgeschnittene Luftvolumen durch Einlassen (Anschnüffeln) von Luft; wo das nicht ausreicht, wird sich stets

Digitized by Google

die Beschaffung einer neuen Windhaube lohnen. So wie eine Vergrößerung von $V_0$ wirkt eine Verkleinerung von $f$ — man ersetzt die schwingende Leitung durch eine engere — oder eine Vergrößerung von $l$ — man gibt ihr einen Umweg, oder versetzt den Windkessel; beides erspart die großen Arbeitsverluste durch Schwingungen, nimmt dafür die kleineren durch vermehrten Widerstand der Leitung in den Kauf.

Auch eine Drosselscheibe hat man zur Dämpfung der Schwingungen mit gutem Erfolg in die Rohrleitung gesetzt. Nach den Erfahrungen bei *Luftleitungen*[1]) braucht die Drosselscheibe nicht stark zu drosseln, um doch die gewünschte Wirkung zu geben; immerhin eignet sich dieses Mittel, wegen der quadratischen Zunahme des Drosselverlustes, mehr dazu, eine Anlage bei der Resonanzdrehzahl zum Laufen zu bringen, als dazu, sie mit wechselnden Drehzahlen auch oberhalb des Resonanzpunktes zu betreiben. Als besonders wirksames und einfaches, immerhin vorsichtig zu benutzendes Mittel sei endlich noch die Außerbetriebsetzung eines der schwingenden Luftpolster durch Auslassen der Luft genannt; nach Fig. 227 kann der große Windkessel der Fig. 190 und 196 ohne weiteres entbehrt werden.

Besonders lästig ist die Resonanz bei *Gasmaschinenantrieb*; Gasmaschinen pflegen (§ 5, 92) nahe ihrer Höchstleistung zu arbeiten und können eventuell den Resonanzpunkt nicht überwinden, während sie nachher ausreichen würden. Man kann durch Verstellen der Zündung und durch Eingeben reicheren Gemisches über den Resonanzpunkt hinweghelfen. —

**124. Fehler im Pumpengang.** Schon die unvollkommene Starrheit des Pumpengehäuses wie auch die Nachgiebigkeit des Plungergestänges durch Elastizität und Spiel bewirken, daß der Druckanstieg am Beginn der Druckperiode zwar im Kolbenwegdiagramm im Totpunkt zu liegen scheint, daß aber ein Kurbelweg- oder Zeitdiagramm zeigt, er hebe erst merklich hinter dem Totpunkt an (Fig. 232). Um beim Umzeichnen des Kolbenweg- in ein Zeitdiagramm den Anstieg einigermaßen richtig zu erhalten, kann man die Indikatorschwingungen auszählen, so wie es in Fig. 223, 224 mit den Ventilschwingungen geschehen ist.

Wenn aber *Luft im Pumpenraum* ist, dann wird sein Inhalt so elastisch, daß der Druckanstieg nur allmählich nach Maßgabe der Volumenverkleinerung erfolgen kann. Das Pumpenraum-Diagramm erhält die Form Fig. 238 oder 239 mit einer Kompressionslinie am Beginn des Drückens und einer Expansionslinie am Beginn des Ansaugens.

Durch die Luft wird der *volumetrische Wirkungsgrad* herabgesetzt. Wenn die Luft im Pumpenraum stagniert, so daß also die gleiche Luftmenge beim Einwärtsgang des Plungers komprimiert, beim Rückgang expandiert wird, dann stellt die Strecke 88,0 mm des Diagrammes die aus dem Pumpenraum herausgedrückte Wassermenge dar; dem ist dann gleich die Strecke 88,0 mm, die das angesaugte Wasservolumen bedeutet. Wenn indessen, wie zu erwarten wäre, die Luft beim Drücken zunächst durch das Druckventil entweicht, und beim Saugen neue Luft aus dem

[1]) Borth, Schwingungs- und Resonanzerscheinungen in den Rohrleitungen von Kolbengebläsen. Z. d. V. D. I. 1916, S. 565, 611.

Digitized by Google

Saugrohr eintritt, dann wäre die Wasserförderung nach der in Fig. 238 angedeuteten Konstruktion zu ermitteln: die Lage des Punktes $O$ ist so zu bestimmen, daß bei isothermischer Kompression

$$OA_1 : OB_1 = CB_1 : BB_1$$

wird. Durch Differenzbilden entspricht dem bekanntlich

$$OB_1 : BB_1 = AB : CB,$$

woraus also

$$OB_1 = BB_1 \cdot \frac{AB}{CB}$$

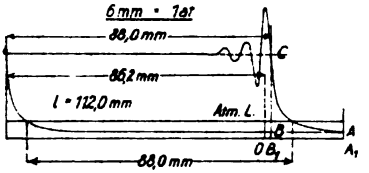



Fig. 238. Ermittlung des volumetrischen Wirkungsgrades bei Anwesenheit von Luft. 2/5 nat. Gr.

folgt. Damit ist die Strecke $OB_1$ im Diagramm anzutragen, nachdem man zur Atmosphärenlinie parallel die absolute Nullinie $A_1B_1$ im Abstand des Federmaßstabes angetragen hatte. Nun bedeutet $OB_1$ im komprimierten Zustande die geförderte Luftmenge, die zuerst durchs Ventil geht, und die Strecke 86,2 mm bedeutet die geförderte Wassermenge.

Die *Ventilbewegung* wird durch die Luft verändert; das Ventil öffnet sich erst zur Zeit, wo der Gegendruck überschritten ist, dann aber hat der Kolben bereits endliche Geschwindigkeit, so daß das Ventil aufgeworfen wird. Beispiel eines Ventilerhebungsdiagrammes gibt Fig. 239 rechts. Das Pumpenraumdiagramm indessen zeigt in diesem

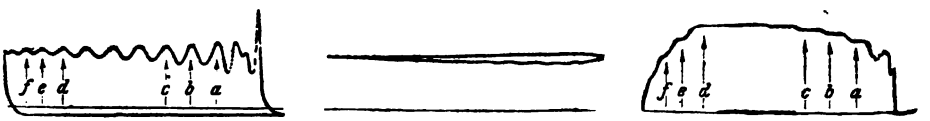



Fig. 239. Stufenkolbenpumpe. Nr. XXVIII. Luft im Pumpenraum. $n = 50$/min. 6 mm/at, 1/3 nat. Gr.

Fall eine lange Folge kleiner Schwingungen, die für Resonanzschwingungen der Leitung zwischen Windhaube und Windkessel viel zu schnell sind. Sie rühren (Fig. 190, S. 386) von dem kleinen Luftsack über dem Druckventil her, der die kurze wagerechte Säule gegen den Luftinhalt der Windhaube schwingen läßt; der größere Luftinhalt der Windhaube macht dabei kaum Druckschwankungen durch, wie das Druckraumdiagramm zeigt. — In der zweiten dieser Schwingungen interferiert eine solche Schwingung mit der Federschwingung des In-

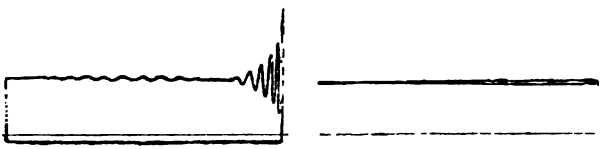


Fig. 240. Stufenkolbenpumpe. Resonanzerscheinung zwischen einem Luftsack und der Indikatorfeder.

dikators; eine ähnliche Interferenzwirkung läßt in Fig. 240 die Schwingungen scheinbar zunächst verschwinden, dann doch wieder entstehen. — Die Pfeile $a$ bis $f$, Fig. 239, legen einander entsprechende Punkte im

Digitized by Google

Pumpenraum- und im Ventilerhebungsdiagramm fest, um zu zeigen, daß beide synchron schwingen, daß also das Ventil vom Wasser hin- und hergeworfen wird.

Experimentell bringt man Luft in die Pumpe, indem man am Pumpenraum das Schnüffelventil öffnet, oder besser indem man durch einen am Saugwindkessel angebrachten Hahn Luft einsaugt; Vorsicht ist geboten, weil plötzlich eine große Luftblase in die Pumpe treten und sie zum Durchgehen bringen kann. —

Ein anderer Fehler, der sich im Diagramm bemerkbar machen kann, ist *Undichtheit der Ventile*. Experimentell verwirklicht man sie am einfachsten durch Öffnen einer Umgehungsleitung um Druck- und Saugventil herum, wie solche oft schon zum Ingangsetzen an der Pumpe vorhanden ist.

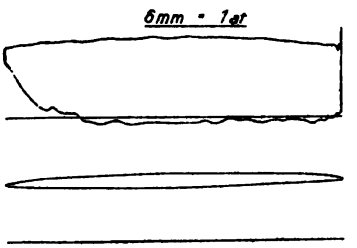



Fig. 241. Stufenkolbenpumpe, Druckventil undicht. $n \backsim 20$/min. $^2/_3$ nat. Gr.

Im Diagramm gibt sich die Undichtheit zu erkennen durch weniger schroffes Ansteigen und Abfallen des Druckes an den Diagrammenden. Der Druckausgleich durch die Undichtheit läßt die Übergänge sanfter werden. Die Ecken runden sich ab. Aber nur bei großer Undichtheit gelangt man zu merklicher Beeinflussung des Diagramms, und Fig. 241 entspricht mehr dem Fall, wo das Ventil durch ein Holzstück offen gehalten wird, als seiner Undichtheit im engeren Sinn.

## b) Kreiselpumpe.

**125. Kreiselpumpe gegen überwiegend statischen Förderdruck.** Kreiselpumpen zeigen in ihrem Verhalten wesentliche Unterschiede gegenüber dem Verhalten der Kolbenpumpe. Ähnlich wie bei der Kolbenpumpe wird es auch hier einen Unterschied machen, ob der Förderdruck ein statischer ist und daher bei jeder Wasserförderung der gleiche bleibt, oder ein teilweise hydraulischer, der mit steigender Wassermenge zunimmt.

Es sei zunächst ein Versuch wiedergegeben, wo der wesentliche Teil des Förderdruckes statisch, ein Teil jedoch hydraulisch ist. Der Fall liegt vor bei der Förderung in einen Hochbehälter, bei der doch auch eine erhebliche Rohrlänge oder andere Widerstände zu überwinden sind. Das *Schema einer Versuchsanordnung* gibt Fig. 242. Das Wasser wird einem Saugbrunnen entnommen und wird in einen Hochbehälter gefördert; der Ausguß liegt $H_0$ m über dem Saugwasserspiegel. Zur Messung des Förderdruckes $p_2$ ist ein Manometer angebracht; als Förderdruck $p$ wird die Summe $p = p_2 + 0{,}1 \cdot h$ at anzusetzen sein, wobei dann freilich schon die Widerstände des Saugkorbes, zweier Krümmer und der Leitung bis zum Schlammsieb zu Lasten der Pumpe fallen. Die Wassermessung soll in Fig. 242 durch den Wassermesser er-

Digitized by Google

Tabelle 78. Kreiselpumpe im Anlaufen und bei wechselnder Dreh- Wider-

| | Versuch Nr. | | 33 | 35 |
|---|---|---|---|---|
| 1 | Drehzahl $n$ | /min | 570 | 760 |
| 2 | Wasserförderung $V$ | m³/st | 0 | 0 |
| 3 | Förderdruck $p$ Saugen und Drücken | at | 0,44 | 0,66 |
| 4 | Nutzleistung $N_e = \frac{10000\, p \cdot V}{102 \cdot 3600}$ | kW | 0 | 0 |
| 5 | Elektrische Leistungsaufnahme $N_{el}$ | kW | 1.72 | 2.34 |
| 6 | Wirkungsgrad des Satzes $\eta_w$ | — | 0 | 0 |
| 7 | Leistungsaufnahme des Motors selbst $N'_{el}$ | kW | 0,79 | 1.33 |
| 8 | Leistung an der Kupplung $N_k$ | „ | 0,12 | 0,48 |
| 9 | Wirkungsgrad der Pumpe $\eta_p = N_e/N_k$ | — | 0 | 0 |
| 10 | Leistungsverlust in der Pumpe $N_k - N_e$ | „ | 0,12 | 0,48 |
| 11 | „ im Satz $N_{el} - N_e$ | „ | 1.72 | 2,34 |
| 12 | „ im Vorschaltwiderstand $N_{el} - N'_{el}$ | „ | 0.93 | 1.01 |
| 13 | Moment an der Kupplung $M_k$ | m kg | 0,20 | 0,61 |
| 14 | Theoretisches Moment $M_e = 973 \cdot \frac{N_e}{n}$ | „ | 0 | 0 |
| 15 | Verlust an Moment in der Pumpe $M_k - M_e$ | „ | 0,20 | 0,61 |
| 16 | Spannung am Anker $E_A$ | V | 88,5 | 118,5 |
| 17 | Ankerstrom $J_A$ | A | 7,0 | 9,8 |
| 18 | Vorschaltwiderstand $W_v = \frac{221{,}5 - E_A}{J_A}$ | Ω | 19,0 | 10,5 |

folgen. Ist es ein Woltmann-Wassermesser, so ist wegen des davorliegenden Krümmers ein Strahlregler statt des Schlammtopfes mit Sieb vorzuschalten.

Wird die Pumpe durch Nebenschlußelektromotor getrieben, so ist die Verminderung der Drehzahl innerhalb gewisser Grenzen durch den üblichen Regelwiderstand zu erreichen; es muß aber, um so weit mit der Umlaufzahl herunterzukommen, wie bei dem folgenden Versuch, im allgemeinen ein besonderer Vorschaltwiderstand zur Hilfe genommen werden; die Anlaßkontakte des normalen Widerstandes pflegen den Stromstärken dauernd nicht gewachsen zu sein.

Auf eine solche Anlage nach Fig. 242 bezieht sich die Versuchsreihe, deren Ergebnisse in Tabelle 78 und in Fig. 243 mitgeteilt sind.

Der Versuch wurde in der Weise geleitet, daß zunächst mit der höchsten für die betreffende Pumpe zulässigen Drehzahl, 1400/min, begonnen und die Drehzahl allmählich vermindert wurde. Bei einer Geschwindigkeit von 1100 Uml/min wird die Wassermenge Null. Bereits bei einer endlichen und sogar recht erheblichen Umlaufzahl hört also die Wasserförderung ganz auf. Offenbar reicht hier der von der Pumpe erzeugte Druck eben, um der statischen Wassersäule das Gleichgewicht zu halten, jedoch noch nicht, um Wasser zu fördern. Diese Auffassung bestätigt sich, wenn man die Umlaufzahl weiter ver-

Digitized by Google

zahl, gegen überwiegend statischen stand.

| 37 | 39 | 31 | 29 | 27 |
|---|---|---|---|---|
| 980 | 1098 | 1110 | 1250 | 1405 |
| 0 | 0 | 8,25 | 58,0 | 82,2 |
| 0,98 | 1,17 | 1,17 | 1,35 | 1,56 |
| 0 | 0 | 0,26 | 2,13 | 3,50 |
| 3,23 | 3,82 | 3,94 | 6,66 | 8,85 |
| 0 | 0 | 0,066 | 0,320 | 0,396 |
| 2,25 | 2,97 | 3,10 | 5,99 | 8,85 |
| 1,13 | 1,70 | 1,96 | 4,53 | 6,97 |
| 0 | 0 | 0,133 | 0,47 | 0,50 |
| 1,13 | 1,70 | 1,70 | 2,40 | 3,47 |
| 3,23 | 3,82 | 3,68 | 4,53 | 5,35 |
| 0,97 | 0,85 | 0,84 | 0,67 | 0 |
| 1,12 | 1,51 | 1,72 | 3,53 | 4,82 |
| 0 | 0 | 0,23 | 1,66 | 2,42 |
| 1,12 | 1,51 | 1,47 | 1,87 | 2,40 |
| 151,5 | 170 | 174 | 198,5 | 221,5 |
| 13,8 | 16,5 | 17,8 | 29,3 | 39,8 |
| 5,05 | 3,1 | 2,65 | 0,78 | 0 |

mindert. Es findet dann, während die Wasserförderung dauernd ausbleibt, ein weiteres Abfallen des vom Manometer angezeigten Druckes statt, indem die Wassersäule im Steigerohr allmählich der Drehzahlabnahme entsprechend zurückfällt. Besser nimmt man diese Kurve der Druckhöhe bei der Fördermenge Null so auf, daß man mit langsamem Lauf beginnt und die Drehzahl steigert, bis man wieder

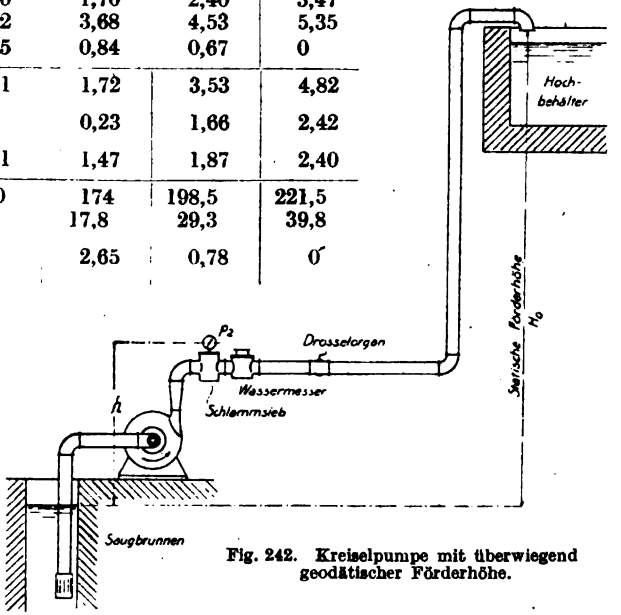



Fig. 242. Kreiselpumpe mit überwiegend geodätischer Förderhöhe.

an den Bereich der Wasserförderung herankommt; es pflegt nämlich in der Saugleitung ein Fußventil, oft auch in der Druckleitung eine Rückschlagklappe vorhanden zu sein.

Man erhält auf diese Weise in dem Kurvenzug *O A* des *Pumpenanlaufs* diejenigen statischen Druckhöhen, bei denen die Wasserförderung eben einsetzt; sie sind der betreffenden Drehzahl eindeutig zugeordnet; zur Förderung ist, wenn der Ausguß in der betreffenden Höhe liegt, eine Überdrehzahl erforderlich — doch schon mäßige Steigerungen der Drehzahl haben dann erhebliche Förderungen zur Folge, und bald wird daher die zulässige höchste Leistungsaufnahme des Motors erreicht.

Digitized by Google

Denn während im Gebiet des Nichtförderns nur Reibungs- und Wirbelungsverluste zu decken sind, ist im Gebiet des Förderns die Nutzleistung durch entsprechende Leistungsaufnahme zu belegen. Die Kurve der Leistungsaufnahme $N_k$ hat daher bei 1100 Uml/min einen scharfen Knick.

Mit der Wasserförderung steigt der Wirkungsgrad dauernd, entsprechend dem Umstande, daß die Wasserförderung viel schneller zunimmt, als die Umlaufzahl, während doch auch der Druck zunimmt, die Verluste aber in der Pumpe wachsen nur mit der ersten Potenz der Geschwindigkeit.

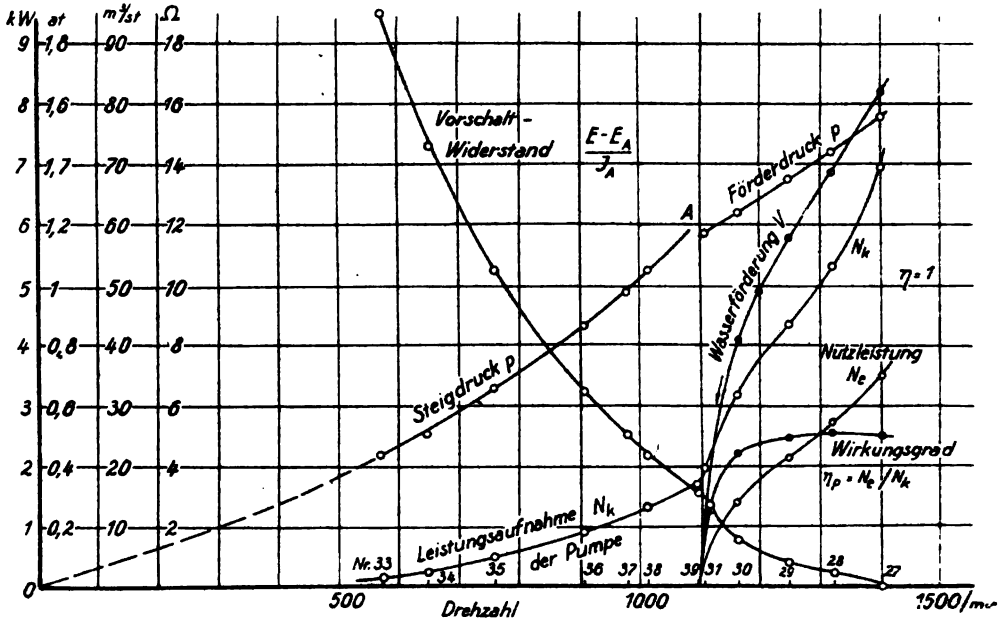



Fig. 248. Kreiselpumpe im Anlaufen und im Fördern gegen geodätische Förderhöhe.

Es werde noch der *Gang der Rechnung* an Hand des Versuches Nr. 29 erläutert. In $2 \times 2 = 4$ min Beobachtungszeit zeigte der Wassermesser 1920 und 1950 l/2 min Wasserdurchgang, also bei befriedigender Meßgenauigkeit einen Durchgang von $3{,}87 \times 15 = 58{,}0$ m³/st. Das Manometer zeigte 1,10 at; es hatte — 0,01 at Korrektion, und befand sich 2,6 m $\equiv$ 0,26 at über dem Saugspiegel; die Förderhöhe ist $1{,}10 - 0{,}01 + 0{,}26 = 1{,}35$ at. Die Nutzleistung wird daher $\frac{58{,}0 \cdot 13\,500}{3600 \cdot 102} = 2{,}13$ kW.

Gemessen war die Spannung am Anker 198,5 V, die insgesamt aufgenommene Stromstärke 30,1 A, die Netzspannung 221,5 V und der Erregerstrom 0,77 A. An elektrischer Leistung wurden also aufgenommen $\frac{1}{1000} \cdot 221{,}5 \cdot 30{,}1 = 6{,}66$ kW. Davon wurden im Vor-

Digitized by Google

schaltwiderstand — durch den nur der Ankerstrom geht — $\frac{1}{1000} \cdot (221{,}5 - 198{,}5) \cdot (30{,}1 - 0{,}77) = 0{,}67$ kW aufgezehrt; der vorgeschaltete Widerstand betrug also $\frac{221{,}5 - 198{,}5}{30{,}1 - 0{,}77} = 0{,}78\,\Omega$. Der Motor selbst nahm $N_{el}' = 6{,}66 - 0{,}67 = 5{,}99$ kW auf. Für den Wirkungsgrad des Maschinensatzes, bestehend aus Motor und Pumpe, kommt die insgesamt aufgenommene Leistung in Betracht; denn was der Vorschaltwiderstand bei gegebener Netzspannung und verlangter Drehzahl verzehrt, ist nicht willkürlich, sondern nur eine Funktion der Motoreigenschaften[1]). Der Wirkungsgrad des Satzes ist also $\eta = \frac{2{,}13}{6{,}66} = 0{,}320$.

Um den Wirkungsgrad der Pumpe allein zu haben, muß die an der Kupplung vom Motor auf die Pumpe übertragene Leistung $N_k$ berechnet werden; sie ist um die Verluste im Motor kleiner als die Leistungsaufnahme $N_{el} = 6{,}66$ kW. Diese Verluste sind folgende:

| | |
|---|---|
| im Vorschaltwiderstand wie oben . . . . . | 0,67 kW |
| für Felderregung $\frac{1}{1000} \cdot 221{,}5 \cdot 0{,}77$ . . . . . | = 0,17 „ |
| Ankerwärme bei $W_A = 0{,}25$ Ohm : $\frac{1}{1000} \cdot 0{,}25 \cdot (30{,}1 - 0{,}77)^2$ | = 0,22 „ |
| Hysteresis usw. bei $n = 1250$ und $i = 0{,}77$ A bekannt . . | 1,07 „ |
| zusammen | 2,13 kW, |

so daß $N_k = 6{,}66 - 2{,}13 = 4{,}53$ kW an der Kupplung abgegeben werden. Der Wirkungsgrad der Pumpe allein wird $\eta_P = 2{,}13 : 4{,}53 = 0{,}47$, der Leistungsverlust in der Pumpe 2,40 kW.

Das an der Kupplung übertragene Moment ist $M_k = 973 \cdot \frac{4{,}53}{1250} = 3{,}53$ mkg; der Nutzleistung entspricht ein Moment $M_e = 973 \cdot \frac{2{,}13}{1250} = 1{,}66$ mkg. Demnach gehen 1,87 mkg Moment in der Pumpe verloren. — 1250/min war die Drehzahl des Satzes.

In Fig. 244 sind die Ergebnisse über der Wasserförderung statt über der Drehzahl aufgetragen. Bei der Kolbenpumpe wären beide Auftragungen identisch. Hier sieht das Bild wesentlich anders aus.

Die Leistungsverluste in der Pumpe gehen zum wesentlichen als *Erwärmung* in das geförderte Wasser über. Der Leistungsverlust von 2,40 kW bedeutet eine Wärmemenge von $2{,}40 \cdot 859 = 2060$ kcal/st; diese auf 58,0 m³/st, also bei kaltem Wasser auf 58 000 kg/st verteilt, ergibt eine Erwärmung um 0,036°. Die Erwärmung wird stets belanglos sein außer bei sehr großen Förderdrucken; man vergleiche aber die Ergebnisse am Ventilator, § 136.

In Fig. 244 läßt sich der jeweilige gesamte Förderdruck ohne weiteres zerlegen in den statischen, der Höhe des Ausgusses über dem

[1]) Entsprechend: Normalien für Bewertung und Prüfung von elektrischen Maschinen, § 34, Abs. 6 u. 7.

Digitized by Google

Saugwasserspiegel entsprechenden, $^1/_{10}\,H_0 = 1{,}17$ at und den hydraulischen, der von 1,17 at aus rechnet. Letzterer gehorcht dem quadratischen Gesetz. Die Kurve des Förderdruckes in Fig. 244 gibt uns die *Kennlinie der Rohrleitung* Fig. 242, in die die Pumpe fördert.

Die Pumpe der Fig. 242 hat außer der Überwindung des Förderdruckes noch die Beschleunigung des Wassers zu leisten. In bezug auf diese ist die Versuchsanordnung der Fig. 242 nicht sauber, vergleiche hierüber § 130. Die Unsauberkeit ist aber bei den beträchtlichen Förderhöhen der Tabelle 78 belanglos. Die Pumpe hat Anschlüsse

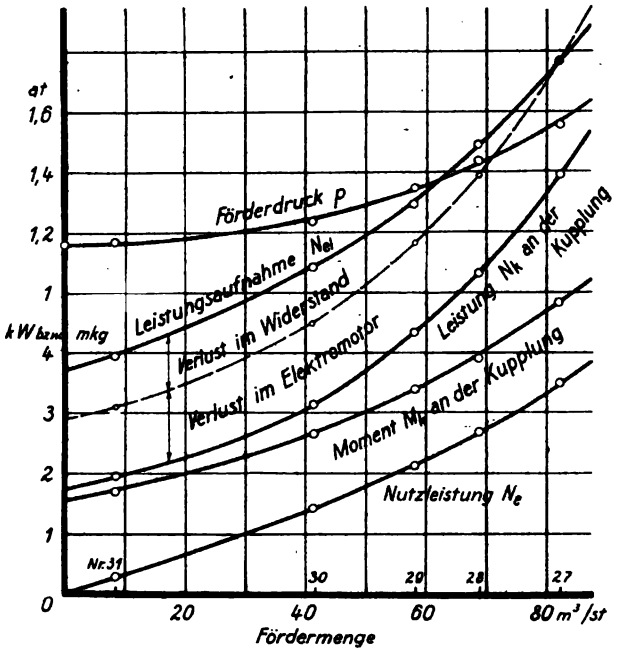



Fig. 244. Kreiselpumpe in der Förderung gegen überwiegend statische Förderhöhe.

von 150 mm Dm, also 0,0177 m² Fläche. Selbst bei Versuch 27 wird die Wassergeschwindigkeit in den Rohren nur $\frac{82{,}2}{3600 \cdot 0{,}0177} = 1{,}29$ m/sek, und daher die Geschwindigkeitshöhe nur $\frac{1{,}29^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}085$ mWS $= 0{,}0085$ at; gegenüber dem Förderdruck von 1,56 at tritt das ganz zurück.

**126. Kreiselpumpe gegen rein hydraulischen Widerstand.** Die *Versuchsanordnung* kann nach Fig. 245a getroffen werden; die Pumpe saugt aus einem Behälter und entläßt das Wasser in den gleichen Behälter, jedoch nachdem durch eine Drosseleinrichtung der gewünschte Gegendruck $p_2$ eingestellt ist. Der Druckunterschied wird an zwei Manometern abgelesen. Es ist durchaus gleichgültig — für den vorliegenden Versuch, nicht aber für das Anlaufen der Pumpe, § 125 —

Digitized by Google

ob der Förderdruck durch Drosselung erzeugt wird, also einen hydraulischen Widerstand bildet, oder ob die Förderung auf eine statische Förderhöhe in einen Druckbehälter erfolgt. Ein verschiedenes Verhalten in beiden Fällen tritt erst dann ein, wenn die Umlaufzahl der Pumpe sich verändert.

Zum feinfühligen Einregeln insbesondere auch kleiner Wassermengen wird das Drosselorgan zweckmäßig so ausgestaltet, wie in § 117 besprochen.

Eine andere Versuchsanordnung gibt Fig. 245 b. Hier läuft das Wasser nur im Kreise um, die Drucke $p_1$ und $p_2$ können wieder abgelesen werden. Der Kreis muß durch den Einfülltrichter mit der Atmosphäre in Verbindung gebracht werden, teils um ihn füllen zu können, dann aber auch, um die Drucke im Wasserkreislauf festzulegen: am Anschluß des Trichterrohres bleibt der Druck auch in beliebigem Gange der Pumpe unverändert. Die Pumpe legt nämlich im Laufen nur Druck**unterschiede** fest,

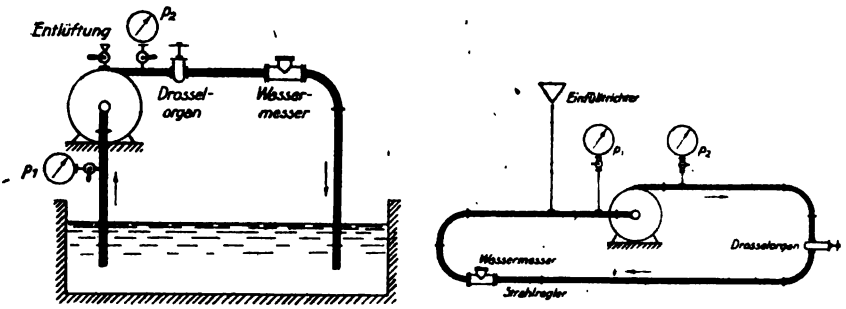



Fig. 245 a und b. Versuchsanordnungen für Kreiselpumpen.

nicht aber die Höhenlage des Druckes (Fig. 298). Der Einfülltrichter muß deshalb stets offen bleiben. Der geringe Wasserinhalt erwärmt sich merklich. — Wenn man in Fig. 245 a und b die Pumpe samt der ganzen Rohrleitung in Kugellagern beweglich aufhängt, so kann man die Leistungsaufnahme der Pumpe nach der Rückdruckmethode bestimmen (Techn. Mess. § 78); für passende Höhenlage des Schwerpunktes ist zu sorgen.

Die folgenden Versuchsreihen sind jedoch nicht an solcher Laboratoriumseinrichtung ausgeführt, sondern an einer Druckwasserheizung nach Maßgabe von Fig. 246. Das Wasser wird von mehreren Pumpen, die miteinander parallel arbeiten können, in eine Fernleitung gedrückt und aus deren anderem Ast zurückgesaugt; zwischen die beiden Äste der Fernleitung sind die Zweigleitungen mit den Heizkörpern geschaltet. Das Einfüll- und Ausdehnungsgefäß, dessen Anschluß die Stelle unveränderten Druckes, den Übergang von der Druck- zur Saugwirkung festlegt, ist an passender Stelle angeschlossen. Das Wasser war bei den Versuchen kalt, doch hätte seine Erwärmung am Ergebnis wenig geändert. Die Anwärmeinrichtungen sind in Fig. 246 als für uns unwesentlich fortgelassen. — Die in Gestalt von Drehstrom aufgenommene Leistung wurde aus der Umlaufgeschwindigkeit der Treibscheibe eines

Digitized by Google

Tabelle 79. Kreiselpumpe gegen rein hydraulischen
Laufraddurchmesser 275 mm,

| | Versuch Nr. | | 53 |
|---|---|---|---|
| 1 | Drehzahl $n$ | /min | 1415 |
| 2 | Wasserförderung $V$ | m³/st | 111,5 |
| 3 | Druck im Druckstutzen $p_2$ } bezogen auf 0,7 m Höhe | at ÜD | 3,265 |
| 4 | „ „ Saugstutzen $p_1$ } | „ | 1,39 |
| 5 | Förderdruck $p = p_2 - p_1$ | at | 1,875 |
| 6 | Nutzleistung $N_e = \frac{V \cdot (p_2 - p_1)}{36{,}7}$ | kW | 5,70 |
| 7 | Elektrische Leistungsaufnahme $N_{el}$ | „ | 12,1 |
| 8 | Wirkungsgrad des Satzes $\eta = N_e/N_{el}$ | — | 0,471 |
| 9 | Düsenwert der Gesamtleitung $F_0 = 0{,}198 \frac{V}{\sqrt{p}}$ | cm² | 16,1 |
| 10 | Verhältniswert $V/n$ | — | 0,079 |
| 11 | „ $n/\sqrt{p}$ | — | 1030 |
| 12 | Stromaufnahme $J$ | A | 67,4 |
| 13 | Spannung $E$ | V | 120 |
| 14 | Scheinbare Leistung $E \cdot J \cdot \sqrt{3} = 1{,}73 \cdot E \cdot J$ | kVA | 14,0 |
| 15 | Leistungsfaktor $\cos\varphi = \frac{N_{el}}{1{,}73 \cdot E \cdot J}$ | $\cos\varphi$ | 0,865 |
| 16 | Reglerkontakt (0 = Bürsten abgehoben) | Nr. | 0 |

vorhandenen Wattstundenzählers bestimmt; der Umlauf der Scheibe ist bei diesen Geräten meist ohne weiteres zu beobachten, auch pflegt der Wert eines Umlaufes aufgestempelt zu sein.

Wenn man in Fig. 246 zunächst den Schieber der Pumpe II geschlossen läßt, so hat man für Pumpe I die Anordnung wie Fig. 245b.

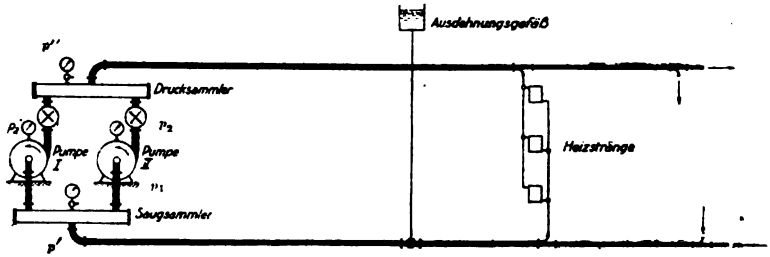



Fig. 246. Kreiselpumpe mit rein hydraulischem Widerstand (Druckwasserheizung). Schematisch, verzerrt.

Mit diesen Versuchsanordnungen lassen sich nun zwei charakteristische Versuchsreihen vornehmen; einmal läßt man das Drosselorgan unverändert stehen und ändert die Drehzahl der Pumpe, das zweite Mal läßt man umgekehrt die Drehzahl unverändert und ändert die Stellung des Drosselorganes von „offen" bis „zu". Die beiden Reihen entsprechen den in § 118 und 117 für die Kolbenpumpe gegebenen.

Ein *Beispiel* für die erstere Art (veränderte Drehzahl gegen un-

Digitized by Google

Widerstand, Drehzahl verändert.
Kanalbreite außen 18,5 mm.

| 54 | 55 | 56 | 57 | 58 |
|---|---|---|---|---|
| 1400 | 1300 | 1215 | 1125 | 1055 |
| 104,7 | 100,7 | 93,3 | 88,0 | 80,0 |
| 3,23 | 3,15 | 3,09 | 3,00 | 2,95 |
| 1,47 | 1,555 | 1,68 | 1,82 | 1,89 |
| 1,76 | 1,595 | 1,41 | 1,18 | 1,06 |
| 5,01 | 4,36 | 3,58 | 2,83 | 2,31 |
| 11,4 | 10,2 | 8,95 | 7,6 | 6,85 |
| 0,439 | 0,428 | 0,400 | 0,372 | 0,337 |
| 15,6 | 15,8 | 15,5 | 16,0 | 15,4 |
| 0,075 | 0,077 | 0,077 | 0,078 | 0,076 |
| 1050 | 1030 | 1020 | 1040 | 1020 |
| 64,8 | 57,8 | 50,9 | 45,05 | 43,4 |
| 118,4 | 120,3 | 120,6 | 120,3 | 120 |
| 13,3 | 12,05 | 10,6 | 9,4 | 9,0 |
| 0,86 | 0,845 | 0,845 | 0,81 | 0,76 |
| 1 | 4 | 7 | — | 10 |

veränderten hydraulischen Widerstand) geben wir in Tabelle 79 und Fig. 247. Wir sehen, daß im Arbeiten gegen unveränderten hydraulischen Widerstand, das heißt unveränderte Öffnung (siehe unten), die erforderliche Drehzahl der verlangten Fördermenge proportional ist. Die Kreiselpumpe verhält sich also hier wie eine Kolbenpumpe. Der Förderdruck ändert sich mit dem Quadrat der Fördermenge, die *Kennlinie des Widerstandes* ist also diesmal eine ganz reine Parabel, da (im Gegensatz auch noch zu Fig. 201, S. 394) eine statische Förderhöhe gar nicht vorhanden ist. Die Nutzleistung $N_e$ ändert sich hiernach mit der Drehzahl bzw. Fördermenge nach einer kubischen Parabel, der Wirkungsgrad wächst kräftig mit steigender Drehzahl.

Um zu prüfen, wie genau für die Kennlinie des Widerstandes das quadratische Gesetz gilt, berechnen wir, wie bei der Kolbenpumpe geschehen (S. 400), den *Düsenwert des Widerstandes* $F_0\,\mathrm{cm}^2 = 0{,}198\,\frac{V\,\mathrm{m^3/st}}{\sqrt{p\,\mathrm{at}}}$, das ist der Querschnitt einer Düse, die bei gleichem Druck die gleiche Menge durchfließen läßt wie der Widerstand. In Tabelle 79 scheint der Düsenwert der Rohrleitung mit der Menge schwach, aber merklich zuzunehmen; es steht dahin, ob diese Erscheinung etwa darin begründet ist, daß der Wassermesser einen Gang hat, oder auch in der Angabe der Manometer, die zwar geeicht worden waren, von denen aber immerhin der Unterschied in die Rechnung geht. Um das vielleicht zu entscheiden, ist in Zeile 10 und 11 noch das Verhältnis $V/n$ und $n/\sqrt{p}$ gebildet worden; wenn eines derselben merklich konstant war, so durfte man annehmen, daß beide in ihm vorkommenden Größen richtig gemessen und die dritte ungenau gemessen war. Es ist jedoch kaum eine Entscheidung zu treffen möglich, es scheinen also mehrere Meßungenauigkeiten im Spiel zu sein.

Man kann auch statt $V/n$ einen Lieferungsgrad berechnen, wie in § 138 für den Ventilator gezeigt, überhaupt ganz nach Maßgabe der beim Ventilator gegebenen Auswertungsmethoden verfahren. —

In Fig. 248 ist die Angabe des Druck- und des Saugmanometers je für sich aufgetragen. Es ergeben sich zwei Parabeln, im statischen

Digitized by Google

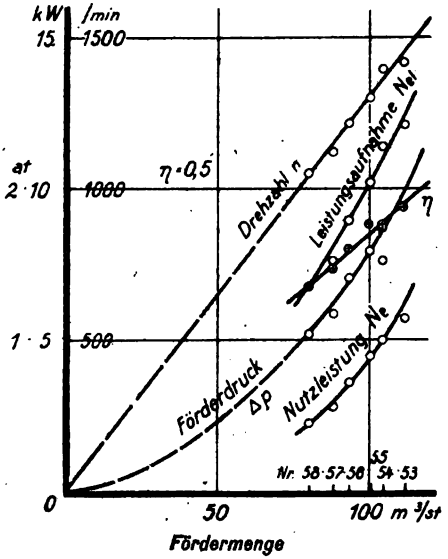



Fig. 247. Kreiselpumpe gegen rein hydraulischen Widerstand.

Druck als Scheitel einander bei der Wasserförderung 0 berührend; die eine gibt den Druckverlust von der Pumpe zur Anschlußstelle des Einfüllgefäßes (Fig. 245b, Fig. 246 eine Pumpe abgesperrt zu denken), die andere gibt den Druckverlust von derselben Anschlußstelle bis wieder zurück zur Pumpe; Widerstand der saugenden und drückenden Hälfte des Rohrringes sind also getrennt. Der statische Druck aber wurde aus Fig. 247 (oder durch Ablesen der Manometer im Ruhezustand) zu 2,55 at ermittelt; danach handelt es sich also nicht nur um einen Versuchskreislauf nach Fig. 245b, sondern um eine Druckwasserheizung nach Fig. 246, bei der aber natürlich eine Pumpe abgesperrt war. — Da in Fig. 247 die beiden Druckmessungen immer paarweise symmetrisch von den Parabeln abweichen, so erkennt man hieraus, daß nicht die Druckmessung ungenau ist, sondern die Wassermessung.

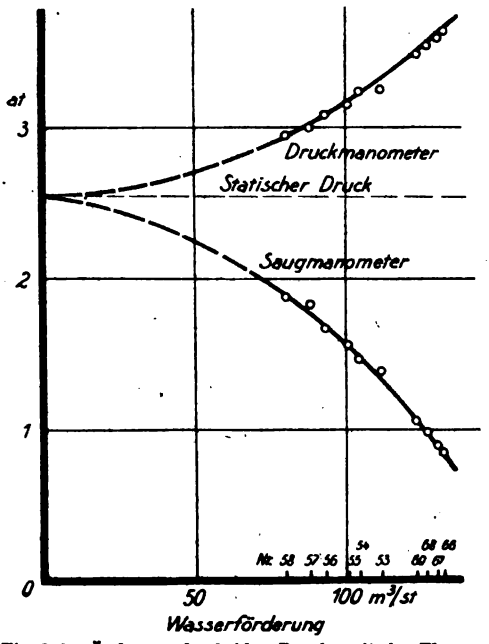



Fig. 248. Änderung der beiden Drucke mit der Wasserförderung bei einer Druckwasserheizung.

Über die *Druckmessung* ist noch folgendes zu sagen: Sind die beiden, die Drucke messenden Manometer ungleich hoch gelegen, so müssen die Einzeldrucke auf einen bestimmten, übrigens beliebigen Horizont bezogen werden, und aus diesen einheitlich bezogenen Druckangaben erst darf der Druckunterschied als Förderdruck genommen werden. Diese Richtigstellung ist z. B. in § 115 als besonderer Anteil der Förderhöhe angesehen und dadurch berücksichtigt worden. Im gegenwärtigen Fall war sie als eine Berichtigung (Korrektion) der Druckablesungen betrachtet

Digitized by Google

worden, sie ist daher in Tabelle 79 nicht besonders gegeben, sondern in den gegebenen Zahlen (Zeile 3 und 4) ist die Korrektion bereits enthalten, genau wie es mit anderen Korrektionen zu geschehen pflegt. Es ist also z. B. bei Versuch Nr. 53 wie folgt verfahren: die Ablesungen waren $p_1' = 3{,}215$ at und $p_2' = 1{,}38$ at gewesen; die Manometer waren 0,7 und 0,6 m über dem Fußboden gelegen, nach einer Eichung der Instrumente selbst waren deren Berichtigungen + 0,05 at und + 0,02 at. Wir beziehen nun beide Angaben willkürlich auf 0,7 m Höhe, und haben

| | Druckstutzen | Saugstutzen |
|---|---|---|
| Manometer Nr.: | 2 925 521 | 3 035 178 |
| Ablesung | 3,215 | 1,38 at |
| Instrumentenberichtigung | + 0,05 | + 0,02 at |
| Wahrer Überdruck in Höhe des Instruments | 3,265 | 1,40 at |
| Höhe des Instruments über dem Fußboden | 0,7 | 0,6 m |
| Überdruck bezogen auf 0,7 m Höhe | 3,265 | 1,39 at |
| Förderdruck | 1,875 at | |

Statt dessen kann man einfacher, wie folgt, verfahren. Im Stillstand der Pumpe zeigten die beiden Manometer auf 1,50 und 1,54 at; Unterschied 0,04 at. Dieser Unterschied der Anzeige im Stillstand rührt teils von den Fehlern der Instrumente, teils von der verschiedenen Höhenlage der Instrumente her. Beide Ursachen brauchen wir nicht zu trennen und haben daher bei Versuch Nr. 53:

| | Druckstutzen | Saugstutzen |
|---|---|---|
| Ablesung | 3,215 | 1,38 at |
| Scheinbarer Druckunterschied | 1,835 at | |
| Gangunterschied der angebauten Instrumente | + 0,04 at | |
| Förderdruck | 1,875 at | |

wie oben. Die letztere einfachere Verfahrungsweise setzt aber voraus, daß die Manometerkorrektion bei allen Drucken die gleiche ist; für die verwendeten Manometer traf das leidlich zu.

**127. Kreiselpumpe bei unveränderter Drehzahl.** Die Wirkung wechselnden Gegendruckes bei unveränderter Drehzahl der Kreiselpumpe zeigt folgende Versuchsreihe, bei der wieder für Laboratoriumszwecke eine Anordnung nach Fig. 245 a oder b, sonst z. B. eine Druckwasserheizung, eine Brauchwasseranlage mit Umlaufpumpe oder manche andere dienen kann, bei der die Druckhöhe durch Drosseln verändert werden kann. Die Drehzahl bleibt in den Grenzen unverändert, in denen ein Drehstrommotor bei wechselnder Belastung die Drehzahl festhält; das ist bekanntlich ziemlich vollkommen der Fall.

Man überzeugt sich zunächst durch einen *Demonstrationsversuch* in einfacher Weise davon, daß das Verhalten der Kreiselpumpe in folgenden Punkten grundsätzlich verschieden ist von dem der Kolbenpumpe. Wenn wir das Drosselorgan allmählich schließen, so beobachten wir am Amperemeter ein Abfallen der Stromstärke. Vergrößerung des Widerstandes verringert also, bei unveränderter Umlaufzahl, die Energieaufnahme der Pumpe. Das wäre anders bei einer Kolbenpumpe, bei der in dem Maß, wie wir den Austrittsquerschnitt verengen, durch



Digitized by Google

Tabelle 80. Kreiselpumpe mit konstanter Drehzahl gegen ver-

| | Versuch Nr. | 70 | 71 |
|---|---|---|---|
| 1 | Drehzahl $n$ . . . . . /min | 1430 | 1440 |
| 2 | Wasserförderung $V$ . . . . . $m^3/st$ | 111,2 | 97,2 |
| 3 | Druck im Druckstutzen $p_2$ } bezogen auf 0,7 m Höhe { at ÜD | 3,05 | 3,47 |
| 4 | „ „ Saugstutzen $p_1$ } { „ | 1,21 | 1,52 |
| 5 | Förderdruck $p = p_2 - p_1$ . . . . . at | 1,84 | 1,95 |
| 6 | Nutzleistung $N_e = \frac{V \cdot (p_2 - p_1)}{36{,}7}$ . . . . . kW | 5,58 | 5,17 |
| 7 | Elektrische Leistungsaufnahme $N_{el}$ . . . . . kW | 11,40 | 11,18 |
| 8 | Wirkungsgrad des Satzes $\eta = \frac{N_e}{N_{el}}$ . . . . . — | 0,490 | 0,462 |
| 9 | Stromstärke $J$ . . . . . A | 66,7 | 64,2 |
| 10 | Spannung $E$ . . . . . V | 117,8 | 116,2 |
| 11 | Scheinbare Leistung $E \cdot J \cdot \sqrt{3} = 1{,}73 \cdot E \cdot J$ . . . . kVA | 13,6 | 12,9 |
| 12 | Leistungsfaktor $\cos\varphi = \frac{N_{el}}{1{,}73 \cdot E \cdot J}$ . . . . . — | 0,838 | 0,865 |
| 13 | Druck im Druckverteiler $p''$ Ablesung . . . . . at ÜD | 3,07 | 2,98 |
| 14 | „ „ Saugsammler $p'$ „ . . . . . „ | 1,77 | 1,975 |
| 15 | Unterschied $p'' - p'$ . . . . . at | 1,30 | 1,005 |
| 16 | berichtigt $p'' - p' + 0{,}02$ = Umtriebdruck $\Delta p'$ . . „ | 1,32 | 1,025 |
| 17 | Düsenwert der Gesamtleitung $F_0 = 0{,}198 \cdot \frac{V}{\sqrt{p_2 - p_1}}$ $cm^2$ | 16,3 | 13,8 |
| 18 | Düsenwert des äußeren Stromkreises $F_1 = 0{,}198 \cdot \frac{V}{\sqrt{\Delta p'}}$ $cm^2$ | 19,2 | 19,0 |
| 19 | Schieber geöffnet . . . . . Umdr. | $17^3/_4$ | 6 |

Drosselung eine Steigerung des Druckes eintritt und daher eine Mehraufnahme an Leistung. Besonders auffällig wird der Unterschied, wenn wir das Drosselorgan ganz schließen: die Kreiselpumpe läuft unter stark verminderter Leistungsaufnahme dauernd um, das wäre bei der Kolbenpumpe gar nicht möglich.

Der Grund dieses verschiedenen Verhaltens ist folgender: Die Kolbenpumpe ist gezwungen, bei jedem Hub eine ihrem Hubvolumen entsprechende Wassermenge anzusaugen und eine ebenso große Menge in die Druckleitung zu entlassen. Dieselbe Wassermenge muß das Drosselorgan passieren, es sei offen oder gedrosselt. Je weiter man es schließt, ein desto größerer Energieaufwand ist zum Hindurchdrücken der Wassermenge erforderlich. Völliges Schließen des Ventils kann bei der Kolbenpumpe zum Bruch führen: steigt der Druck zu hoch, so bricht ein Gestängeteil, im günstigsten Fall bleibt die Pumpe stehen und es brennt, bei elektrischem Antrieb, die Sicherung durch. Im Gegensatz dazu ist die Kreiselpumpe nicht gezwungen, eine bestimmte Wassermenge zu fördern, sondern sie regelt, wie die folgende Versuchsreihe genauer erkennen läßt, die Wasserförderung nach dem Widerstand ein. Wird insbesondere der Auslaß ganz geschlossen, so hört die Wasser-

Digitized by Google

schiedenen Widerstand.

| 72 | 73 | 74 | 75 | 76 |
|---|---|---|---|---|
| 1445 | 1455 | 1470 | 1475 | 1480 |
| 88,6 | 66,6 | 45,4 | 33,5 | 0 |
| 3,69 | 4,10 | 4,55 | 4,69 | 4,74 |
| 1,69 | 1,93 | 2,23 | 2,32 | 2,42 |
| 2,00 | 2,17 | 2,32 | 2,37 | 2,32 |
| 4,82 | 3,94 | 2,87 | 2,16 | 0 |
| 10,72 | 9,12 | 7,39 | 5,97 | 4,00 |
| 0,450 | 0,432 | 0,388 | 0,362 | 0 |
| 60,5 | 52,8 | 45,0 | 41,7 | 33,5 |
| 116,4 | 119,2 | 118,7 | 119,6 | 121,3 |
| 12,2 | 10,9 | 9,25 | 8,65 | 7,05 |
| 0,887 | 0,837 | 0,801 | 0,690 | 0,568 |
| 2,91 | 2,775 | 2,63 | 2,59 | 2,53 |
| 2,08 | 2,245 | 2,41 | 2,475 | 2,55 |
| 0,83 | 0,53 | 0,22 | 0,115 | — 0,02 |
| 0,85 | 0,55 | 0,24 | 0,135 | 0 |
| 12,4 | 8,9 | 5,9 | 4,3 | 0 |
| 19,0 | 17,8 | 18,4 | 17,9 | — |
| $4^3/_4$ | $3^3/_4$ | $2^3/_4$ | $2^1/_4$ | 0 |

förderung einfach auf, und es wird nur noch das in der Pumpe eingeschlossene Wasser im Gehäuse herum genommen. Dazu ist dann ein geringerer Leistungsaufwand nötig, als zum Fördern.

Zur genaueren Durchführung des Versuches bringen wir das Drosselorgan in verschiedene beliebige Stellungen und beobachten in jedem Fall einesteils die geförderte Wassermenge, andererseits den Druck, der sich in der Leitung vor dem Drosselorgan einstellt. Ferner wird gemessen die Leistungsaufnahme, bei Gleichstromantrieb aus Spannung und Stromstärke, sowie die Umlaufzahl der Maschine zur Prüfung ihrer Konstanz. Die Ergebnisse solchen Versuches finden sich in Fig. 249 und Tabelle 80 verzeichnet.

Die Kurve der $\Delta p$ ist hierin die sogenannte *Charakteristik* oder *Kennlinie der Pumpe* für die betreffende Drehzahl, genauer gesagt die *Kennlinie des Elektro-Pumpensatzes*, dessen Drehzahl ja mit steigender Leistung schwach abfällt. Die Kennlinien sind also die Beziehung zwischen Druck und Wasserförderung. Bei steigender Fördermenge steigt der Druck zunächst mäßig an, und erst bei Überschreiten einer gewissen, im vorliegenden Fall etwa zu 22 m³/sek, anzunehmenden Fördermenge beginnt er energisch abzufallen. Bei etwa 200 m³/st Förderung würde $\Delta p = 0$ werden — die Pumpe allein betrachtet. Doch läßt die Rohranordnung so große Fördermengen bei kleinen Drucken nicht zu. Die Leistungsaufnahme der Pumpe steigt mit der Vermehrung der Wassermenge dauernd, obwohl der Druck gegen das Ende hin abfällt. Der Wirkungsgrad der Pumpe, erreicht daher unter mittleren Verhältnissen ein Maximum, er muß Null werden, sowohl wenn die Wassermenge, als auch wenn der Druck auf dem Wert Null angekommen ist. In Fig. 249 erreicht jedoch die Wirkungsgradkurve ihren Bestwert noch nicht. — Die letzten drei Zeilen der Tabelle 80 ergeben eine *Kennlinie für die Wirkung des Schieberabschlusses* (vgl. Fig. 208, S. 396).



Digitized by Google

**128. Allgemeines Verhalten der Kreiselpumpe.** In Fig. 244 und 247 wurden Kennlinien von Rohrleitungen bzw. -netzen, in Fig. 249 wurde die Kennlinie eines Kreiselpumpensatzes gegeben. In ersteren steigt der Druck mit der Förderung an, in letzterem fällt er, bei unveränderter Drehzahl bzw. unveränderter Stellung des Kontakthebels, ab. Der Schnitt beider Kurven, wenn man dieselben in gleichem Maßstab in ein Koordinatennetz einträgt, gibt denjenigen Zustand, bei dem sich Pumpensatz und Leitung gegeneinander *abgleichen* und der sich als Beharrungszustand einstellt, wenn beide miteinander mit der gerade in Rede stehenden Kontaktstellung (Drehzahl) und dem gerade in Rede stehenden Düsenwert der Leitung arbeiten.

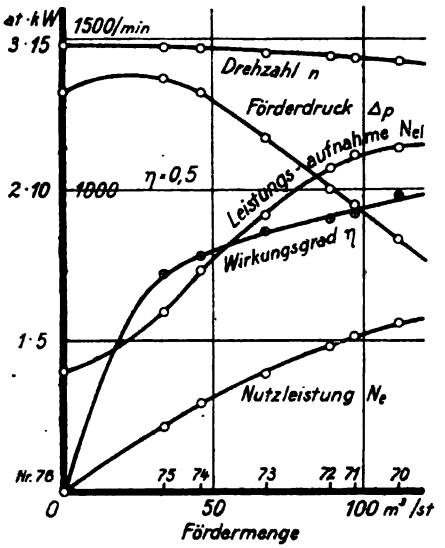



Fig. 249. Kreiselpumpe bei unveränderter Drehzahl gegen wechselnden Widerstand.

Indem man von den beiden Kennlinienarten planmäßig mehrere aufnimmt, ergibt sich für jede Kreiselpumpe ein Bild, wie es in § 140, Fig. 260, für ein Kreiselgebläse entwickelt wird. Voraussetzung für die praktische Aufnahme ist nur, daß der Motor die großen Leistungen ohne Schaden hergeben kann, die beim Arbeiten mit hoher Drehzahl gegen kleine Öffnungen nötig sind; auch müssen die Rohrweiten genügend große Düsenweite ergeben.

Aus der grundsätzlichen Übereinstimmung zwischen Zeile 9 bis 11 der Tabelle 79 oder Zeile 17 der Tabelle 80 mit den entsprechenden Zeilen der Tabellen 83 und 87 ergibt sich, daß man auch das Verhalten der Kreiselpumpe, wie nach des Ventilators, durch Kennziffern nach Maßgabe von § 141 und Fig. 267 darstellen kann.

**129. Parallelarbeiten von Kreiselpumpen.** Wenn man zwei Kreiselpumpen nach Maßgabe von Fig. 246 parallel geschaltet auf denselben hydraulischen Widerstand laufen läßt, so beeinflussen sich dieselben bei *Änderung der einen Drehzahl* sehr stark, infolge der Veränderungen, die der Gegendruck abhängig von der Wassermenge erleidet. Am deutlichsten treten die Verhältnisse zutage, wenn die beiden Pumpen etwa gleiche Größe haben. In der Versuchsreihe Tabelle 81 waren zwei Pumpen von gleicher Größe und — innerhalb der Grenzen, wie die Herstellung es ergibt — gleicher Kennlinie auf das unveränderte Rohrnetz geschaltet; an Pumpe I wurde nichts geändert, während bei Pumpe II die Drehzahl vermindert wurde. Die Wasserförderung der Pumpe II (derselben, die schon in § 126 bis 128 untersucht war) wurde mit einem Woltmann-Wassermesser bestimmt. Die gesamte Wasser-

Digitized by Google

förderung läßt sich aus dem Förderdruck $p'' - p'$ berechnen, unter der Annahme, daß das äußere Rohrnetz zwischen dem Druck- und Saugsammler, Fig. 246, in seinem Düsenwert gegen den Zustand in Tabelle 80 nicht geändert worden ist; es dürfen also bei der Druckwasserheizung keine Heizkörper oder gar ganze Stränge oder Gebäude abgestellt worden sein. Wir glauben annehmen zu dürfen, daß die ersten drei vorzüglich übereinstimmenden Werte für den Düsenwert auf Zeile 18 der Tabelle 80 richtig sind, während die anderen darunter leiden, daß bei kleinen Druckunterschieden deren Messung ungenau wird: Wir setzen also den Düsenwert des äußeren Stromkreises mit $F_1 = 19{,}0\ \text{cm}^2$ ein.

Tabelle 81. Parallelarbeiten von Kreiselpumpen.

| | Versuch Nr. | 66 | 67 | 68 | 69 |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Drehzahl: Pumpe I $n_1$ . . . . . /min | 1440 | 1430 | 1425 | 1420 |
| 2 | Pumpe II $n_2$ . . . . . „ | 1415 | 1365 | 1305 | 1260 |
| 3 | Druck im Druckverteiler $p''$ Ablesung . at ÜD | 3,405 | 3,38 | 3,33 | 3,29 |
| 4 | „ „ Saugsammler $p'$ „ . „ | 1,48 | 1,51 | 1,57 | 1,615 |
| 5 | Unterschied $p'' - p'$ . . . . . at | 1,925 | 1,87 | 1,76 | 1,675 |
| 6 | berichtigt $p'' - p' + 0{,}02$ = Umtriebdruck $\Delta p'$ „ | 1,945 | 1,89 | 1,78 | 1,695 |
| | Förderung: | | | | |
| 7 | Pumpe I + II: $V_1 + V_2 = 96 \cdot \sqrt{\Delta p'}$ . m³/st | 134 | 132 | 128 | 125 |
| 8 | „ II: gemessen $V_2$ . . . . . „ | 58,7 | 41,3 | 30,0 | 17,2 |
| 9 | „ I als Rest . . . . . „ | 75 | 91 | 98 | 108 |
| 10 | Gesamtnutzleistung $N_e = \frac{1}{36{,}7} \cdot (V_1 + V_2) \cdot \Delta p'$ kW | 7,1 | 6,8 | 6,2 | 5,75 |
| 11 | Gesamtstromaufnahme $N_{el}$ . . . . . „ | 17,7 | 17,1 | 16,6 | 16,0 |
| 12 | Gesamtwirkungsgrad $\eta = N_e/N_{el}$ . . . . . — | 0,40 | 0,40 | 0,375 | 0,36 |
| 13 | Stromstärke: Pumpe I . . . . . A | 55 | 59 | 61,5 | 65 |
| 14 | Pumpe II . . . . . „ | 47 | 42 | 38 | 33 |
| 15 | Spannung . . . . . V | 118 | 118 | 119 | 117 |

Unter dieser Annahme berechnet sich die gesamte Wasserförderung aus der Formel

$$V_1 + V_2 = \frac{19{,}0}{0{,}198} \cdot \sqrt{\Delta p'} = 96 \cdot \sqrt{\Delta p'}\ \text{m}^3/\text{st}.$$

Die Förderung der Pumpe I ergibt sich dann als Unterschied der gesamten gegen die Förderung der Pumpe II.

Es zeigt sich, daß die *Wasserförderung der geregelten Pumpe* schnell abnimmt, so daß die Pumpe bei etwa 1170 Umläufen überhaupt nicht mehr fördern würde. Die Förderung jedoch geht fast vollständig auf die nicht geregelte Pumpe über, so daß sich die *gesamte Förderung fast unverändert* hält. In Verbindung damit bleibt auch der Förderdruck beim Abschalten einer Pumpe fast unverändert.

Die geregelte Pumpe arbeitet also unter ähnlichen Bedingungen, wie wenn sie gegen einen statischen Förderdruck zu fördern hätte.

Die Leistungsaufnahme ist nur für beide Pumpen zusammen gemessen worden; sie erlitt so wie Druck und Förderung nur kleine Ver-

Digitized by Google

änderungen. Der Wirkungsgrad (der nur auf den Druckunterschied in den Sammlern, Fig. 246, bezogen werden kann) wird am günstigsten, wenn beide Pumpen fördern. Die Stromstärken — aus denen sich bei Drehstrom die Leistung nicht berechnen läßt — ändern sich im Sinne wie die Wassermenge.

Wollte man bei Pumpe II die Drehzahl unter 1170 verringern, so würde Wasser im umgekehrten Sinn durch sie hindurchgedrückt, ihre Förderung also negativ werden — wenn nicht eine Rückschlagklappe das verhindert. Wie beim Arbeiten gegen eine statische Förderhöhe ist eine feinstufige, besser eine kontinuierliche Regelung der Drehzahl nötig, wenn eine Kreiselpumpe mit einer anderen parallel arbeiten soll. —

Im Gegensatz zu vorstehenden Ergebnissen würden bei *rein statischer Förderhöhe* die beiden Pumpen einander gar nicht beeinflussen; das Maß der Beeinflussung und wieweit die Gesamtförderung etwa konstant bleibt, hängt also von der Kennlinie des Widerstandes und übrigens von der Kennlinie der beiden Pumpen ab. Aus beiden läßt sich die einmal beobachtete Beeinflussung jederzeit belegen.

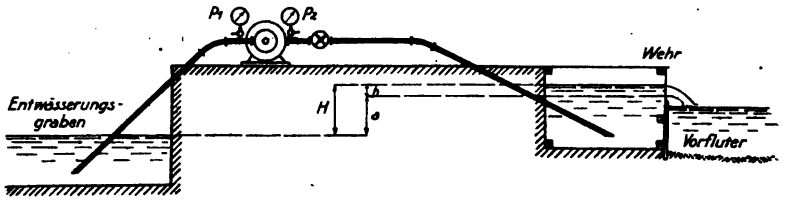



Fig. 250. Entwässerungspumpe in Heberanordnung.

**130. Auspumpversuch mit einer Heberkreiselpumpe für kleine Förderhöhe. Geodätische und manometrische Förderhöhe.** Bei Meliorationsentwässerungen und auch bei Kanalisationen kommen Pumpen für kleine Förderhöhen, aber sehr große Wassermengen und daher erhebliche Leistungen vor. Die Verhältnisse werden nicht grundsätzlich andere, aber die Größenordnung wird erheblich anders als bisher.

In der Anlage Fig. 250 entwässert die auf dem Deich stehende Pumpe das links liegende Gelände in den rechts liegenden Vorfluter. Die Pumpe ist also in eine heberartige Leitung eingefügt, daher zeigen beide Manometer $p_1$ und $p_2$ Unterdruck an.

Für die Berechnung der Leistung kommt entweder der manometrische Förderdruck $p_2 - p_1 = p$ in Betracht, der ein Maß für die Leistung der Pumpe allein ist. Oder es ist die Förderhöhe $H$ in Rechnung zu setzen, wodurch dann in den Wirkungsgrad die Verluste der Leitung mit eingehen. Es entspricht oft den praktischen Anforderungen bei Abnahmeversuchen, wenn man das Oberwasser durch Einbauen eines Überfalls vor der Druckleitung anstaut, dadurch also die Förderhöhe vergrößert; denn bei Entwässerungsanlagen pflegt sich erst nach längerer — jahrelanger — Wirksamkeit die volle Förderhöhe einzustellen, indem sich das entwässerte Gelände setzt; es ist wichtig, daß die Pumpe dann in späteren Jahren nicht versagt. Der Überfall dient dann zugleich zur Messung der Wassermenge (Techn. Mess. § 58) und ist deshalb in passen-

Digitized by Google

der Breite auszuschneiden, um eine bequem ablesbare Standhöhe $h$ des Wassers über der Wehrkante zu erhalten.

Die Ablesungen und die Berechnungen Tabelle 82 und Fig. 252 und 253 bedürfen keiner Erläuterung. Nur über die Wassermessung bleibt zu erwähnen: Gemessen wurde die Tiefe $a$ des Unterwassers unter der Wehrkante und die Höhe $h$ des Oberwassers über derselben. Dazu war mit der Schlauchwage über den Deich herübergewogen worden, und es waren hüben und drüben Marken gleicher Höhe als Nullpunkt der Messung gemacht worden. Beide Messungen ergeben die Förderhöhe $H = a + h$. Aus $h$ berechnet sich außerdem die Wassermenge nach der Formel

$$V = {}^2/_3 kb\sqrt{2gh^3}$$
$$= 2{,}95\, kb\, \sqrt{h^3}\ \mathrm{m^3/sek},$$

hierin für das Wehr mit Seitenkontraktion nach Frese (Techn. Mess. § 58)

$$k = 0{,}576 + \frac{0{,}017}{h + 0{,}18} - \frac{0{,}075}{b + 1{,}2},$$

alles bezogen auf Meter und Sekunde. Das Wehr war bei den folgenden Versuchen 679 mm breit ausgeschnitten. Hiermit berechnet man die Beziehung zwischen Wassermenge und Schauhöhe und zeichnet sie als Kurve auf Millimeterpapier, Fig. 251, um dann die erforderlichen Werte abzugreifen.

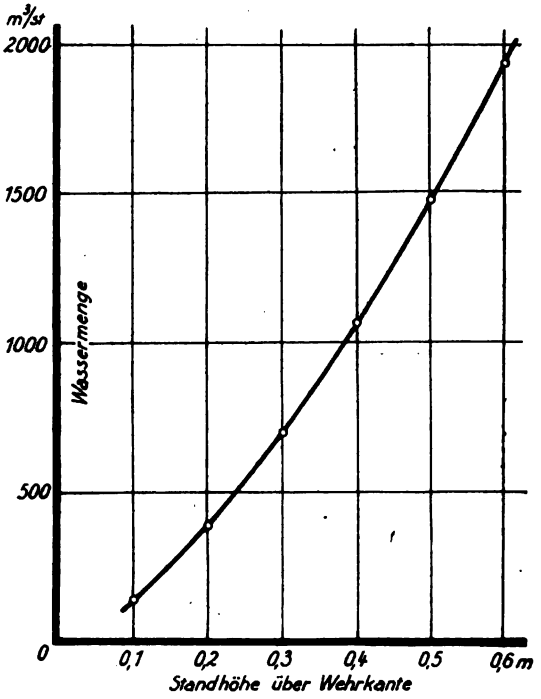



Fig. 251. Wasserlieferung eines Wehrs mit Seitenkontraktion, Breite 679 mm.

Ist die aus dem Gelände zulaufende Wassermenge der abgepumpten gleich, so erfolgt der Versuch im *Dauerzustand*. Nur zur Zeit größten Wasserzuflusses wird das erreichbar sein, und selbst dann nur bei knapp bemessener Pumpe. Die Regel ist daher ein *Auspumpversuch*, bei dem der Unterwasserspiegel allmählich absinkt und die Fördermenge entsprechend abnimmt. Diese Art des Versuches ist unbedenklich, wenn das Absenken nicht zu schnell stattfindet. Da bei elektrischem Antrieb thermische Nachwirkungen und bei der Kreiselpumpe volumetrische nicht in Frage kommen, so darf das Auspumpen ruhig so schnell erfolgen, daß man gerade noch sicher und oft genug ablesen kann. Bei Dampfantrieb wäre die Geschwindigkeit entsprechend

Digitized by Google

Tabelle 82. Auspumpversuch mit einer Kreiselpumpe
Antrieb: Drehstrommotor, $\eta_m = 0{,}86$ (geschätzt). Weite des Saug-

| | Ablesung Nr. | | 2 |
|---|---|---|---|
| | Zeit | | 10·29 |
| 1 | Drehzahl $n$ | /min | 748 |
| 2 | Oberwasser über Wehrkante $h$ | mm | 358 |
| 3 | Wassermenge $V = 3600 \cdot 2{,}95\, k \cdot b \cdot \sqrt{h^3}$ | m³/st | 900 |
| 4 | Unterwasser unter Wehrkante $a$ | mm | 632 |
| 5 | Förderhöhe $H = a + h$ | m | 0,990 |
| 6 | Nutzleistung d. Pumpanlage (einschl. Rohrleitung) $N_e' = \frac{1000 \cdot V \cdot H}{3600 \cdot 102}$ | kW | 2,43 |
| 7 | Saugmanometer $p_1$ | mWS | −1,9 |
| 8 | Druckmanometer $p_2$ | „ | −0,3 |
| 9 | Förderdruck $p = p_2 - p_1$ | „ | 1,6 |
| 10 | Nutzleistung der Pumpe $N_e = \frac{1000 \cdot V \cdot p}{3600 \cdot 102}$ | kW | 3,95 |
| 11 | Leistungsaufnahme des Motors $N_1'$ | „ | 11,2 |
| 12 | Wirkungsgrad der elektr. getriebenen Pumpanlage $\eta' = N_e'/N_1'$ | — | 0,22 |
| 13 | Leistungsaufnahme der Pumpe $N_1 = 0{,}86 \cdot N_1'$ | kW | 9,6 |
| 14 | Wirkungsgrad der Pumpe $\eta = N_e/N_1$ | — | 0,41 |
| 15 | Wassergeschwindigkeit im Rohr $w = \frac{V}{3600 \cdot 0{,}1256}$ | m/sek | 1,99 |
| 16 | Geschwindigkeitshöhe dazu $\frac{w^2}{2g}$ | mWS | 0,202 |
| 17 | Höhenunterschied $p - H$ = Druckverlust in der Rohrleitung | „ | 0,61 |
| 18 | Widerstandszahl $\zeta = \frac{p - H}{w^2/2g}$ | — | 3,0 |

zu vermindern. Allgemein ist die Versuchsdauer durch die nachfließende Wassermenge begrenzt, die insgesamt durch die anschraffierte Fläche unter der Förderungskurve der Fig. 252 gegeben ist. — Der Versuch ist zu Ende, entweder wenn die Pumpe durch das Saugrohr Luft nimmt — Trichterbildung tritt ein, wenn das Wasser den Einlauf noch einige Zentimeter bedeckt — oder wenn die Förderhöhe so weit gestiegen ist, daß die Wassersäule hängt und die Förderung aufhört.

Die Ergebnisse eines Auspumpversuches kann man zunächst als Funktion der Zeit darstellen, schon um die insgesamt geförderte Wassermenge zu erhalten, Fig. 252. Dann aber bildet man die Kennlinie der Pumpe, indem man Förderhöhe und Leistung über der Wassermenge aufträgt, Fig. 253.

Auffallend ist der große Unterschied zwischen dem manometrischen Förderdruck $p$ und der geodätischen Förderhöhe $H$. Der Unterschied beider stellt den *Verlust in der Rohrleitung* dar. Um zu zeigen, daß diese Erklärung befriedigt, ermitteln wir zunächst die Geschwindigkeit des Wassers in dem 400 mm weiten Rohr, haben daraus die Ge-

Digitized by Google

für kleine Förderhöhe.
und Druckrohres: 400 mm.

| 4 | 7 | 9 | 10 | 12 |
|---|---|---|---|---|
| 11·2 | 11·42 | 12·2 | 12·12 | 12·21 |
| 760 | 758 | 761 | 752 | 762 |
| 345 | 312 | 295 | 272 | 180 |
| 860 | 740 | 680 | 610 | 340 |
| 752 | 922 | 1067 | 1192 | 1247 |
| 1,097 | 1,234 | 1,362 | 1,464 | 1,427 |
| 2,57 | 2,49 | 2,52 | 2,44 | 1,32 |
| −2,25 | −2,4 | −2,5 | −2,55 | −2,55 |
| −0,3 | −0,55 | −0,55 | −0,65 | −0,85 |
| 1,95 | 1,85 | 1,95 | 1,9 | 1,7 |
| 4,55 | 3,75 | 3,6 | 3,15 | 1,57 |
| 10,9 | 10,1 | 9,7 | 8,65 | 7,05 |
| 0,235 | 0,245 | 0,26 | 0,28 | 0,185 |
| 9,35 | 8,7 | 8,35 | 7,45 | 6,05 |
| 0,485 | 0,43 | 0,43 | 0,425 | 0,26 |
| 1,90 | 1,64 | 1,50 | 1,35 | 0,75 |
| 0,184 | 0,137 | 0,115 | 0,093 | 0,029 |
| 0,86 | 0,72 | 0,59 | 0,44 | 0,27 |
| 4,7 | 5,2 | 5,1 | 4,7 | 9,3 |
| Mittlerer Druckverlust rd. 5 Geschwindigkeitshöhen. | | | | |

schwindigkeitshöhe $w^2/2g$ und berechnen die Weisbachsche Widerstandszahl $\zeta = \frac{p-H}{w^2/2g}$. Diese ergibt sich in Tabelle 82 im Mittel zu $\zeta = 5$. Die mit $\zeta = 5$ berechnete Kurve der Druckhöhenverluste im Rohr (Fig. 253) gibt gut den Unterschied zwischen der manometrischen und der geodätischen Förderhöhe — der hohe Wert von $\zeta$ ist auffallend. Bei 14,5 m Länge ergibt sich rechnungsmäßig der Reibungsverlust nach Weisbach bei Ablesung Nr. 9 nicht größer als 0,092 m WS, demnach machen die einmaligen Verluste — Eintritt und Krümmer — 0,59 — 0,092 = 0,5 m WS aus, das heißt das Mehrfache der Verluste im glatten Rohr.

Nur dem Einfluß der Rohrleitung ist es zuzuschreiben, daß bei der Wasserförderung 500 m³/st der Druck abzufallen beginnt; die Pumpe selbst ist noch nicht in das Stadium abfallenden Druckes gelangt.

Die Pumpenlieferer pflegen ihre Gewährleistungen auf manometrische Förderhöhe zu beziehen, die auch für die Pumpe allein maßgebend ist. Aber bei Anordnungen, wie wir sie eben besprechen, ist meist die Rohrleitung ein integrierender Bestandteil der Anlage, wird dann wohl auch vom Pumpenlieferer mit geliefert. Bei dem großen Einfluß der Rohrleitung sollte man in solchen Fällen die Gewährleistung auch auf die geodätische Förderhöhe beziehen, die für den Abnehmer allein Interesse hat. Nur dann ist der Lieferer auch in billiger Weise an der Rohrleitung interessiert und mag sie genügend weit halten, schlanke Krümmer verwenden und erweiterten Ein- und Auslauf anwenden.

Es folgt daraus, daß man für eine Pumpe von kleiner geodätischer Förderhöhe die hydraulischen Widerstände selbst bei so einfacher Rohrführung wie in Fig. 250 nicht vernachlässigen darf. —

Der Einfluß der Belastungsart einer Pumpe — geodätisch oder hydraulisch — auf das betriebstechnische Verhalten wird nach den für Kolben- wie Kreiselpumpen gegebenen Beispielen klar sein. Auf einen

Digitized by Google

wichtigen Unterschied aber sei zum Schluß noch aufmerksam gemacht. Es handelt sich um *wirtschaftlichste Förderung einer insgesamt festliegenden Wassermenge*. Um den Tagesbedarf einer Stadt an Brauchwasser oder die Tageslieferung derselben an Abwasser zu fördern, hat man in vielen Fällen die Wahl zwischen einer langen Betriebsdauer mit einer Pumpe und einer Abkürzung der Betriebsdauer durch Verwendung einer größeren oder durch Zuschalten einer zweiten Pumpe.

Wo ein hydraulischer Gegendruck zu überwinden ist, da wächst derselbe, und zwar quadratisch, mit der stündlich geförderten Menge. Jede Abkürzung der Betriebsdauer vergrößert also die insgesamt zu leistende Arbeit und ist in der Regel unwirtschaftlich; rein technisch

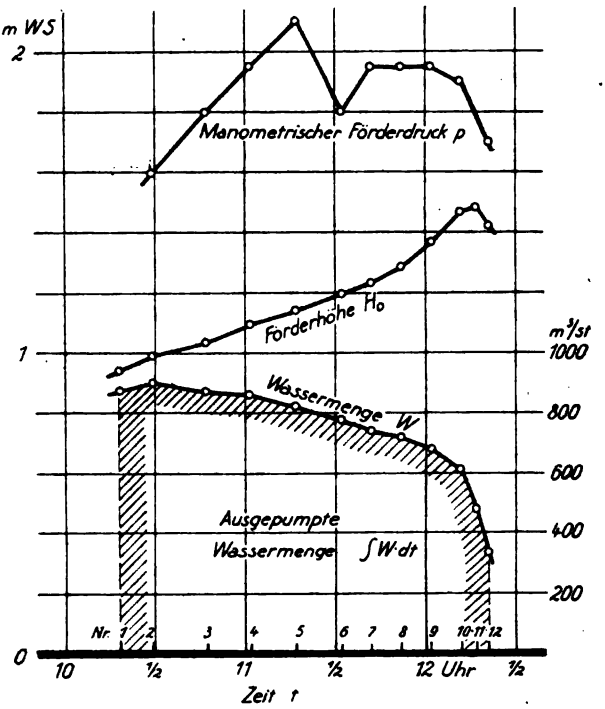



Fig. 252. Auspumpen des zu entwässernden Geländes.

ist der 24stündige Betrieb dann der wirtschaftlichste. Ein geodätischer Widerstand dagegen ist unabhängig von der Geschwindigkeit der Förderung; grundsätzlich ist es daher gleichgültig, welche Betriebsart man wählt, praktisch werden Personalkosten und allgemeine Betriebsverluste oft dann am kleinsten werden, wenn man den Betrieb kurz und intensiv gestaltet. — Bei gemischten Widerständen werden sorgfältige versuchsmäßige und rechnerische Ermittlungen sich wohl verlohnen, wenn es sich um eine größere Anlage handelt.

Ganz ähnlich als Druckhöhenvermehrung durch intensive Be-

Digitized by Google

triebsweise wirkt übrigens bei Entwässerungsanlagen nach Fig. 250 die *Verzögerung im Wasserzu- und ablauf*. Hebt man aus einem großen See über in einen anderen, so darf man die Spiegelhöhen beiderseits als unbeeinflußbar ansehen. Wo aber Zu- und Ablauf des Wassers durch Gräben erfolgt, da wird durch intensiven Betrieb (Kürzung der Betriebszeit) die insgesamt zu leistende Arbeit wesentlich erhöht. Gewissermaßen bilden nun die Widerstände der beiderseitigen Gräben zusätzliche hydraulische Widerstände. Ähnlich beim Absinken des Grundwasserstandes durch starkes Pumpen.

Diese Betrachtung kann sinngemäß auf zahlreiche Maschinengattungen übertragen werden. Vgl. S. 242.

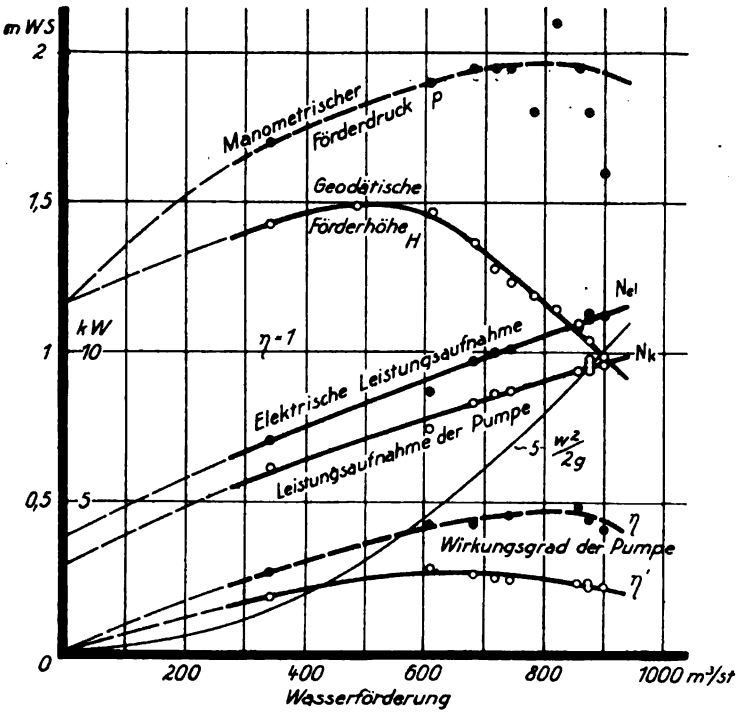



Fig. 253. Eigenschaften der Kreiselpumpe für kleine Förderhöhe, ermittelt aus Fig. 252.

**131. Betriebszustand der Kreiselpumpe.** Großen Einfluß auf die Versuchsergebnisse an einer Kreiselpumpe hat die *Einstellung des Ringspaltes*, der rund um das Schaufelrad die Saug- und Druckspannung voneinander scheidet. Ist der Spalt zu weit, so ist übermäßige *Lässigkeit* der Pumpe die Folge, das Rad fördert gegen eine scheinbar größere Düsenweite als wirklich; ist man noch nicht im abfallenden Ast der Pumpenkennlinie, so bleibt der Förderdruck und damit die äußere Wasserförderung erhalten, aber die Leistungsaufnahme steigt; ist man im abfallenden Ast der Kennlinie, so fällt der Druck und damit die

Digitized by Google

Förderung der Pumpe infolge der Lässigkeit, die Förderung des Pumpenrades wird gleichwohl größer und daher die Leistungsaufnahme. In jedem Fall sinkt der Wirkungsgrad. Ist andererseits der Spalt zu eng eingestellt, so daß das Laufrad schleift, so ist durch den Reibungsverlust eine Verschlechterung des Wirkungsgrades gegeben. Vgl. § 143.

Versuchsmäßig kann man den Einfluß zu großer Lässigkeit durch eine Umlaufleitung nachahmen.

**132. Andere Flüssigkeiten als kaltes Wasser,** die von einer Pumpe zu fördern sind, können sich durch ihr *spezifisches Gewicht* und durch ihre *Zähigkeit* von ihm unterscheiden. Ersteres ist stets etwas, letztere meist beträchtlich von der Temperatur abhängig.

Sofern man die der Förderung entgegen stehende Druckstufe manometrisch unmittelbar an der Pumpe mißt, braucht bei der Leistungsbestimmung weder das spezifische Gewicht noch die Zähigkeit beachtet zu werden; beide werden automatisch bei der Messung berücksichtigt, wenn man nur die Flüssigkeitsmenge als Volumen einführt. Die Meßergebnisse werden allerdings durch die Anwesenheit eines anderen Mittels wesentlich verändert, und zwar wird ein geodätischer Widerstand durch das spezifische Gewicht, ein hydraulischer Widerstand durch die Zähigkeit vergrößert; erstere Zunahme geht genau, letztere annähernd proportional.

Für Kreiselpumpen ist außerdem noch der Einfluß auf den Lässigkeitsverlust zu beachten, der, bei gegebener Förderhöhe, um so größer ist, je leichter die Flüssigkeit ist; große Zähigkeit ist für den Lässigkeitsverlust der Kreiselpumpe günstig, ergibt jedoch größere Reibungsverluste des Schaufelrades, so daß ihr Einfluß auf die Fördermenge jedenfalls günstig, auf den Wirkungsgrad aber zweifelhaft ist.

## c) Ventilator.

**133. Leistung, Aufwand, Wirkungsgrad beim Komprimieren und Saugen.** Die *Nutzleistung beim Komprimieren* besteht darin, daß Luft — oder allgemeiner gesagt: ein Gas — bei niederem Druck $p_1$ angesaugt und gegen höheren Druck $p_2$ gefördert wird. Dazu ist zunächst das Verdichten und weiterhin das Herausschieben des verdichteten Gases nötig. Dem Verdichtungsvorgang entspricht eine annähernd dreieckige, dem Herausschieben eine rechteckige Arbeitsfläche, Fig. 254 obere Hälfte.

*Beim Saugen* ist der Vorgang der gleiche, doch liegen die Drucke unterhalb der Atmosphärenlinie, so daß das Ansaugen beim Druck $p_0$ und das Herausdrücken gegen den Atmosphärendruck $p_1$ erfolgt, Fig. 254 untere Hälfte.

Der Arbeitsaufwand für die Kompression hängt davon ab, ob die *Kompressionslinie* eine Isotherme $p \cdot V = \text{konst.}$, oder eine Adiabate ist, $pV^k = \text{konst.}$ Bei adiabatischer Kompression steigt die Temperatur erheblich, z. B. von 20° C auf 128°, wenn das Kompressionsverhältnis $\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_1}{p_0} = 3$ ist, wie in den beiden Diagrammen der Fig. 254. Die Temperaturerhöhung wird bestritten aus einem Mehraufwand an

Digitized by Google

Arbeit bei der adiabatischen Kompression, den die größere Diagrammfläche erkennen läßt; der Mehraufwand ist schraffiert. Da praktisch die erhaltenen Temperaturen der Adiabate nahekommen, so fragt es sich, ob die größere, von der Adiabate bzw. der wirklichen Expansionslinie abgeteilte Fläche die Nutzleistung sein soll, oder ob wir nur die links der Isotherme liegende Fläche als nützlich geleistet ansehen wollen.

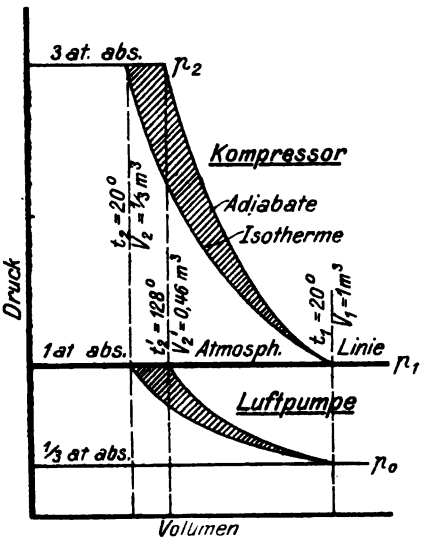



Fig. 254. Arbeitsumsatz beim Drücken und beim Saugen, vergleichsweise.

Nun ist die *Erwärmung des Gases* praktisch nicht ausnutzbar. Selbst wo man die Luft späterhin im erwärmten Zustand brauchen sollte, wird meist die Wärme bis dahin bei der Fortleitung verschwunden sein, oder mindestens könnte man die Erwärmung auf andere Weise wirtschaftlicher erzeugen als aus Arbeit, die gegenüber der Wärme die wertvollere Energieform ist. — Als Nutzleistung ist daher stets nur diejenige Fläche anzusehen, die von der Isotherme umschlossen wird, die also in Fig. 254 links von den schraffierten Flächen bleibt.

Nach bekannten Gesetzen der Thermodynamik ist also die Nutzarbeit bei der Kompression eines Anfangsvolumens $V_1$ von einem Anfangsdruck $p_1$ auf einen Enddruck $p_2$ gegeben durch den Ausdruck

$$N_e = V_1 p_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (1)$$

Man erhält die Arbeit in mkg/sek, wenn man alle Größen der rechten Seite in den Einheiten des technischen Maßsystems, den Druck insbesondere in kg/m² oder in mmWS mißt (1 kg/m² = 1 mmWS). —

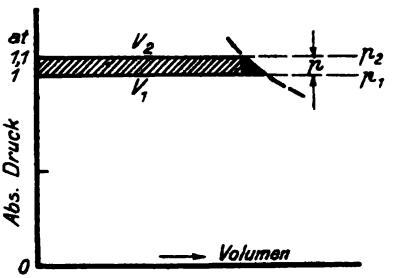



Fig. 255. Nutzleistung des Ventilators.

*Ventilatoren* sind gegenüber den bisher genannten Maschinen dadurch gekennzeichnet, daß die von ihnen zu überwindende Druckstufe $p_2 - p_1 = p$ klein ist im Verhältnis zum absoluten Druck, Fig. 255. Die schraffierte Fläche wird sehr annähernd ersetzt durch das Rechteck

$$N_e = V_m \cdot p \quad \ldots \ldots \ldots \quad (2)$$

Hierin ist $V_m$ ein mittleres Volumen, aber nicht etwa das Mittel aus dem wahren Eintritts- und Austrittsvolumen — welch letzteres von

Digitized by Google

erwärmter Luft eingenommen wird, also nicht isothermischer Kompression entspricht —; sondern unter $V_m$ ist das dem mittleren Druck $p_m = \frac{1}{2} \cdot (p_1 + p_2) = p_1 + \frac{1}{2} \cdot p$ bei der Temperatur $t_1$ des angesaugten Gases zugeordnete Volumen zu verstehen.

**134. Anrechnung der Geschwindigkeitshöhen.** Beim Fördern wird dem geförderten Gas eine Geschwindigkeit erteilt, über deren Anrechnung auf den Förderdruck nun zu sprechen ist. Der Geschwindigkeit $w$ eines Gases vom spezifischen Gewicht $\gamma$ entspricht stets eine Geschwindigkeitshöhe $\frac{w^2}{2g}$ und ein *Geschwindigkeits- oder dynamischer Druck*

$$p_w = \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma \text{ mmWS} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

Die vorkommenden Geschwindigkeitshöhen oder Geschwindigkeitsdrucke sind bei Kompressoren und Luftpumpen meist klein gegenüber dem Förderdruck, nicht so bei Ventilatoren.

Ist $p_w$ an einer Stelle gemessen, wo der absolute *statische Druck* $p_{st}$ ist, so bezeichnet man die Summe

$$p_g = p_{st} + p_w \quad \ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

als den *Gesamtdruck* an jener Stelle (Techn. Mess. § 30).

Das Gas kann nun mit einer Vorgeschwindigkeit $w_e$ vor dem Ventilator ankommen, und es wird jedenfalls mit einer Austrittsgeschwindigkeit $w_a$ aus ihm austreten. Es fragt sich, wie die eine oder andere billig in Anrechnung zu bringen ist[1]).

An sich ist es die Aufgabe des Ventilators, ruhende Luft aus dem Saugraum zu entnehmen und in dem Druckraum wieder ruhend abzuliefern. Hiernach sollten Geschwindigkeitsdrucke überhaupt nicht in Anrechnung kommen. Aber es gibt Fälle, wo solche Rechnungsweise der wirklichen Sachlage nicht gerecht wird. So würde ein Ventilator mit dem Wirkungsgrad Null erscheinen, wenn er die Luft in einen Raum gleichen Druckes entläßt, oder beim Rührwerk, wo die Bewegung alles ist.

Wenn ein Ventilator die Luft dem Saugraum entnimmt, während sie einem anderen aus einer Saugleitung mit merklicher *Vorgeschwindigkeit* zuströmt, so ist der letzte im Vorteil gegenüber dem ersten, und sein Wirkungsgrad erscheint besser, wenn an sich der Ventilator der gleiche ist. Es ist also billig zu sagen: bei Ventilatoren ohne Saugleitung ist unter $p_1$ der statische Druck im Saugraum zu verstehen; die Druckmessung findet dann auch einfach im Saugraum statt. Bei Ventilatoren mit Saugleitung ist unter $p_1$ die Summe aus dem im Saugrohr gemessenen statischen Druck und dem an der gleichen Stelle vorhandenen dynamischen Druck zu verstehen, das ist also der Gesamtdruck. Dadurch wird es dem erstgedachten Ventilator zugute gerechnet, daß er die gesamte Beschleunigung zu bewirken hat, während der mit Saugleitung ausgestattete — bei gleicher Druckablesung — weniger nutzbar geleistet hat.

Bezüglich der Druckleitung bleibt wieder die Möglichkeit, den Geschwindigkeitsdruck im Querschnitt der Druckmessung als nutzbar

[1]) Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren. Vgl. S. 16.

Digitized by Google

dem statischen Druck zuzuzählen — man erhält dann die *obere Nutzleistung*; oder dies nicht zu tun — man erhält dann die *untere Nutzleistung*; welche von beiden maßgebend ist, hängt von folgenden Umständen ab. Zwar pflegt eine vorhandene *Endgeschwindigkeit* an sich nicht zu nützen; aber durch einen *Diffusor* (d. i. ein sich schlank erweiterndes Rohrstück) kann das Gas allmählich verzögert und dadurch ein merklicher oder großer Teil der Geschwindigkeit in Druck umgesetzt werden. Diese Möglichkeit sollte einem Ventilator stets zugute gerechnet werden; fehlt der Diffusor, nutzt man die Möglichkeit daher nicht aus, so ist das nicht die Schuld des Ventilators. Wo indessen ein Ventilator mit Diffusor zusammen untersucht wird, weil zum Beispiel derselbe direkt angebaut ist, da hat man den Grad der Umsetzung in statischen Druck mit zu beurteilen, es ist aber bereits auf weitere Ausnutzung den am Diffusoraustritt noch verbliebenen Geschwindigkeitsdruckes verzichtet. Dieses Urteil kann nur nach dem statischen Druck am Diffusoraustritt gewonnen werden, für Ventilator mit Diffusor ist also die untere Nutzleistung einzusetzen. Mit Recht erscheint nun der Wirkungsgrad eines mit schlechtem Diffusor ausgestatteten Ventilators kleiner als der des einfachen Ventilators, weil eben der Diffusor einen schlechten Wirkungsgrad hat.

Es ergibt sich die Regel: Bei Untersuchung eines Ventilators allein — ohne Diffusor — wird der statische Druck, der unmittelbar hinter dem Ventilator gemessen ist, um den Geschwindigkeitsdruck im Meßquerschnitt vermehrt, dem Ventilator wird also der im Gas steckende Gesamtdruck in Anrechnung gebracht. Wenn aber ein Ventilator zusammen mit einem Diffusor untersucht wird, so wird nur der am Diffusorende festgestellte statische Druck angerechnet, denn der noch vorhandene dynamische Druck ist nach der Bauart des Diffusors bereits verloren gegeben.

Nach diesen Gesichtspunkten sind $p_1$ und $p_2$ in Formel (1) und (2) entweder so einzusetzen, wie sie statisch gemessen sind, oder sie sind um den Geschwindigkeitsdruck an derselben Stelle zu vermehren. Ist also bei einem Ventilator mit Diffusor der Austrittsquerschnitt des letzteren gleich dem Querschnitt der Saugleitung, so wird die Vorgeschwindigkeit in der Saugleitung dem Ventilator voll zur Last geschrieben, die (gleich große) Austrittsgeschwindigkeit aus dem Diffusor wird ihm aber nicht wieder als geleistet angerechnet. Ist aber bei einem Ventilator Saugrohr und Druckstutzen von gleichem Durchmesser und ein Diffusor nicht vorhanden, so ist der Unterschied der Gesamtdrucke in Rechnung zu setzen, er ist aber fast gleich dem Unterschied der statischen Drucke.

Nicht genau, denn in letzterem Fall ist die Austrittsgeschwindigkeit etwas größer als die Eintrittsgeschwindigkeit wegen der Erwärmung der Luft beim Komprimieren. Deshalb ist auch die Differenz der dynamischen Drucke etwas größer als die der statischen. Nun haben wir als durch Kompression geleistet nur die innerhalb der Isotherme geleistete Arbeit betrachtet, und es fragt sich, ob die der Erwärmung entsprechende Geschwindigkeitshöhe voll in Anrechnung gebracht oder ob sie etwa auf Ansaugetemperatur umgerechnet werden soll. Solche

Digitized by Google

Umrechnung wäre nicht gut, denn es steht nichts im Wege, die volle Geschwindigkeitshöhe der erwärmten Luft in einem vollkommenen Diffusor vollständig in Druck umzusetzen. —

Rein *meßtechnisch* ist nun noch folgendes zu beachten: In Formel (1) ist $V_1$ das zu $p_1$ zugeordnete Volumen; wenn also $p_1$ als Gesamtdruck angegeben ist, so ist $V_1$, als vom statischen Druck abhängig, nirgends wirklich vorhanden. Wir haben den Vorgang so zu denken: Vor dem Ventilator messen wir $V'$ und (aus statischem Druck und Temperatur) das spezifische Gewicht $\gamma'$; im Ventilator kommt das Gas zunächst zur Ruhe unter voller Umsetzung der Geschwindigkeit in Druck — dabei sinkt $V'$ auf $V_1'$ und es steigt $\gamma'$ auf $\gamma_1$; vom Volumen $V_1$ an beginnt nun die Wirksamkeit des Ventilators. Meßtechnisch aber erhalten wir $V_1$ durch Messung von $V_1'$, $\gamma'$ und $\gamma_1$ nach der Formel

$$V_1 = \frac{V'\gamma'}{\gamma_1}, \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (5)$$

und demnach folgt für die Nutzleistung allgemein

$$N_e = \frac{V'\gamma'}{\gamma_1} \cdot p_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad \ldots \ldots \ldots \quad (6)$$

Ganz entsprechend finden wir in Formel (2) $V_m$ meßtechnisch durch Messung eines Volumens $V'$ an irgendeiner Meßstelle, wo wir zugleich den Druck $p'$ und die Temperatur $t'$ messen, und haben

$$V_m = V' \cdot \frac{p'}{\frac{1}{2} \cdot (p_1 + p_2)} \cdot \frac{t_1 + 273}{t' + 273}. \quad \ldots \ldots \quad (7)$$

Wenn hier alles von Ventilatoren gesagt wurde, so gilt es doch von Kompressoren ganz ebenso; nur pflegt eben für sie die Unterscheidung zwischen statischem und Gesamtdruck nicht wesentlich zu sein wegen der Höhe der insgesamt zu überwindenden Druckstufe.

**135. Ausführung der Messungen; Beispiel.** Bei der Durchführung der nach dem vorigen Paragraphen nötigen Messungen bereitet nur die Messung der Luftmenge und des statischen Druckes Schwierigkeiten. Die Messung der Leistungsaufnahme und der Drehzahl bietet nichts Besonderes.

Die *Luftmenge* ist tunlichst vor dem Ventilator zu messen, da dort die Luft frei von Wirbeln ist. Wenn aber ein Ventilator die Luft ohne Rohrleitung dem Raume entnimmt, so gibt die Messung der Luftmenge in dem meist durch Gestänge oder Lager unterteilten Querschnitt wenig gute Aussichten, zumal Kontraktion kaum gut berücksichtigt werden kann. Man muß dann in der Druckleitung, aber möglichst fern dem Ventilator messen, wo man darauf rechnen kann, daß die Wirbelungen einigermaßen wieder aufgelöst sind, und natürlich tunlichst am Ende einer geraden Rohrstrecke, an deren Anfang ein eingebautes Blechkreuz von der Länge des doppelten Rohrdurchmessers die meist vorhandene Drehbewegung beseitigt. — Die Messung selbst kann durch Abtasten des Querschnittes — eines oder besser zweier Durch-

Digitized by Google

messer — mittels des Staurohres von Prandtl oder durch Einbau einer Stauscheibe erfolgen (Techn. Mess. § 42, 131).

Bei Verwendung des Staurohres ergibt sich zugleich an der Ringöffnung desselben der statische Druck als Mittelwert über den Querschnitt hin. Sonst sollte der statische Druck nicht nur an einer Stelle des Rohrumfanges gemessen werden.

Bei der *Druckmessung* hat man stets den doppelten Zweck derselben zu beachten. Man braucht den statischen Druck an der Stelle der Luftmessung, um die Luftmenge dem Gewicht nach bzw. auf den Normalzustand $\binom{0}{760}$ bezogen anzugeben. Man braucht aber außerdem den statischen Druck unmittelbar vor und hinter dem Ventilator, um die vom Ventilator überwundene Druckstufe zu berechnen. Mißt man die Menge nahe am Ventilator, so hat man also nur zwei Druckmessungen auszuführen; mißt man die Luftmenge an einer entfernteren Stelle — vorbehaltlich der Dichtheit der zwischenliegenden Rohrleitung —, so sind im ganzen drei Messungen des statischen Druckes nötig. Dagegen braucht man den dyna-

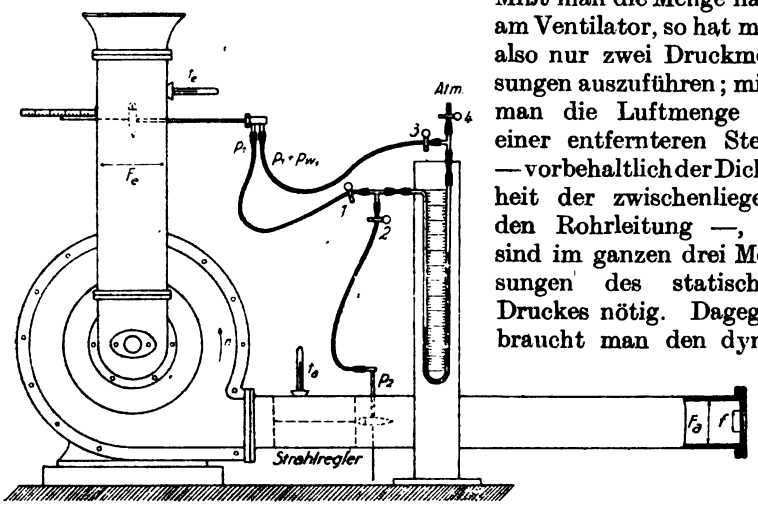



Fig. 256. Anordnung zum Untersuchen eines Ventilators.

mischen Druck oder die Geschwindigkeit stets nur einmal zu messen; die Geschwindigkeit an beliebiger anderer Stelle folgt aus der Kontinuitätsgleichung, wonach das durchgehende Gewicht $G = F \cdot w \cdot \gamma$ überall den gleichen Wert hat.

Eine *Laboratoriumsanordnung zur Untersuchung von Ventilatoren* ist etwa nach Maßgabe von Fig. 256 zu erstellen. Der Ventilator nimmt die Luft durch den Saugstutzen ein, der am Anfang zur Vermeidung der Kontraktion trichterförmig erweitert ist. Unweit des Ventilators, nur eben weit genug ab, um hoffen zu können, daß der Krümmer keinen Einfluß mehr übt, findet sich ein Prandtlsches Staurohr, über den Durchmesser verschiebbar und die Stellung jeweils an einem Maßstab ablesbar. Die Temperatur wird bei $t_e$ gemessen. Am Auslaßrohr findet sich zunächst ein Strahlregler und ein Thermometer $t_a$, sodann ein dem Staurohr ähnlich geformter, jedoch nur zur Entnahme des statischen Druckes bestimmter Druckentnahmekörper, ebenfalls über den Durch-



Digitized by Google

messer verschiebbar. Am Ende des Druckrohres können Scheiben wechselnder Durchtrittsöffnung $f$ vorgesetzt werden, die beispielsweise in glattem Verhältnis zum Querschnitt $F_a$ der Auslaßleitung stehen. Um nur ein Manometer zu verwenden, kann man Schlauchleitungen so anschließen wie angedeutet ist. Durch gleichzeitiges Öffneu einerseits der Schlauchklemme 4, andererseits von 1 oder 2, bestimmt man den statischen Druck im Saug- und Druckrohr; durch gleichzeitiges Öffnen von 1 und 3 erhält man die Geschwindigkeitshöhe im Saugrohr. Da allerdings die abzulesende Geschwindigkeitshöhe mit dem Quadrat der Geschwindigkeitshöhe geht, so beherrscht man mit einem Manometer nur mäßige Geschwindigkeitsbereiche; werden namentlich nach unten zu die Ablesungen zu ungenau, weil die Ausschläge des Manometers klein werden, so muß man ein Mikromanometer anwenden.

Deshalb kann man mit Staugeräten nicht leicht die sehr verschiedenen Luftmengen messen, die vorkommen, wenn man einerseits die Öffnung $f$, andererseits die Drehzahl $n$ kleiner werden läßt. Eine befriedigende Messung kann man machen, indem man den Ventilator aus einem luftdichten Kasten saugen läßt, in den die Luft durch eine Anzahl verschließbarer und geeichter Öffnungen strömt. Dann aber saugt der Ventilator bei etwas wechselndem Unterdruck an. — Oder endlich bei den im folgenden zu besprechenden Versuchsreihen wurde in einfachster Weise ein Schalenkreuz-Anemometer (Techn. Mess. § 41) vor die Öffnung des Einlaßrohres gebracht und in etwa vier Punkten des Umfanges und noch in der Mitte je eine halbe oder ganze Minute belassen, mit oder ohne Zwischenablesungen bei den einzelnen Verschiebungen; der Trichter muß dann natürlich fehlen. Die Ergebnisse der folgenden Versuche werden zeigen, daß die so einfach zu gewinnenden Ergebnisse relativ sehr befriedigen, während die Absolutwerte natürlich beanstandet werden können.

Grundsätzlich sei nochmals (vgl. § 134) darauf hingewiesen, daß man entweder den (Unter-) Druck im Saugrohr und dazu den Geschwindigkeitsdruck, im ganzen also den Gesamtdruck im Saugrohr als Ansaugedruck einsetzen muß, oder einfach den Atmosphärendruck, dem der erstgenannte Gesamtdruck theoretisch gleich sein sollte; im letzten Fall würde die Messung des statischen Druckes im Saugrohr nur zur Bestimmung des Luftzustandes bei der Luftmessung dienen.

Ein *Beispiel einer Wirkungsgradbestimmung an einem Hochdruckventilator* sei nun gegeben. Der betreffende Versuch ist weiterhin mit Nr. 104 bezeichnet.

Bei einer Drehzahl $n = 2440$/min nahm der Ventilator an der Kupplung, die ihn mit seinem Elektromotor verband, $N_k = 5{,}29$ kW auf — die Aufnahme des Motors vermindert um die Verluste in ihm und gegebenenfalls im Vorschaltwiderstand. Am Eintritt in das Saugrohr maß ein Flügelrad-Anemometer $w_e = 9{,}98$ m/sek Luftgeschwindigkeit; das Saugrohr hatte 250 mm Durchmesser, also 0,0491 m² Querschnitt, so ist das angesaugte Volumen $9{,}98 \cdot 0{,}0491 = 0{,}490$ m³/sek — die Kubikmeter natürlich nicht auf einen Normalzustand bezogen. Der Luftzustand war einerseits durch die Temperatur

Digitized by Google

$t_e = 21{,}5°$ C, andererseits durch den Barometerstand $b = 766$ mm QS $= 10\,410$ mm WS $= 10\,410$ kg/m² gegeben. Daß sich dieser absolute Druck durch Entstehen der Geschwindigkeit etwas vermindert hatte, darf unbeachtet bleiben, denn der Geschwindigkeit 9,98 m/sek entspricht immerhin erst eine Geschwindigkeitshöhe $\frac{9{,}98^2}{2 \cdot 9{,}81} = 5{,}1$ m Luftsäule, also bei einem vorläufig angenommenen spezifischen Gewicht der Luft von 1,25 kg/m³ erst ein Geschwindigkeitsdruck $5{,}1 \cdot 1{,}25 = 6{,}4$ mm WS, was gegenüber 10 410 mm gar nichts ausmacht. — Das spezifische Gewicht der angesaugten Luft und auch bei der Messung ist also $1{,}293 \cdot \frac{273}{10\,333} \cdot \frac{b}{273 + t_e} = 0{,}0342 \cdot \frac{10\,410}{294{,}5} = 1{,}210$ kg/m³, und die Luftmenge dem Gewicht nach ist $G = 0{,}490 \cdot 1{,}21 = 0{,}592$ kg/sek; auf das Luftgewicht Bezug zu nehmen hat insofern seinen Vorzug, als das Luftgewicht beim Ansaugen und Ausdrücken das gleiche ist; man könnte statt dessen das auf Normalzustand bezogene Volumen $0{,}592 : 1{,}293 = 0{,}457$ m³$\binom{0}{760}$/sek errechnen.

Im Druckrohr messen wir einen Überdruck von 564 mm WS; zu ihm ist nach den Grundsätzen des § 134 der Geschwindigkeitsdruck hinzuzufügen; dazu ist die Geschwindigkeit im Druckrohr zu berechnen. Im Druckrohr ist die Temperatur $t_a = 28{,}8°$ C gemessen; der absolute Druck darin ist $10\,410 + 564 = 10\,974$ mm WS; das spezifische Gewicht ist also $0{,}0342 \cdot \frac{10\,410 + 564}{273 + 28{,}8} = 1{,}242$ kg/m³, es ist durch die Drucksteigerung — trotz der Temperaturerhöhung — gestiegen. Das ausblasende Volumen ist $0{,}592 : 1{,}242 = 0{,}476$ m³/sek, also gegen das angesaugte entsprechend verringert. Das Druckrohr hat 200 mm lichten Durchmesser, entsprechend 0,0314 m² Fläche. So wird die Luftgeschwindigkeit im Druckrohr $0{,}476 : 0{,}0314 = 15{,}15$ m/sek, entsprechend einer Geschwindigkeitshöhe von $\frac{15{,}15^2}{2 \cdot 9{,}81} = 11{,}7$ m Luftsäule, die Luft durchweg vom Zustande $\binom{28{,}8}{10\,974}$ gedacht, oder entsprechend einem Geschwindigkeitsdruck $11{,}7 \cdot 1{,}242 = 14{,}5$ mm WS.

Nun ist der gesamte Förderdruck $564 + 14{,}5 = 578$ kg/m², und die nutzbar werdende Leistung berechnet sich als Produkt aus Luftvolumen und Förderdruck; als Luftvolumen aber ist das dem mittleren Druck $10\,410 + \frac{1}{2} \cdot 578 = 10\,699$ kg/m² bei der Eintrittstemperatur 21,5 °C entsprechende Volumen anzusetzen. In diesem fingierten Zustand ist das spezifische Gewicht $\gamma_m = 0{,}0342 \cdot \frac{10\,699}{294{,}5} = 1{,}242$ kg/m², das Volumen ist $V_m = 0{,}592 : 1{,}242 = 0{,}476$ m³/sek zu setzen.

Nach allem wird die Nutzleistung $N_e = 0{,}476 \frac{\text{m}^3}{\text{sek}} \cdot 578 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} = 276 \frac{\text{mkg}}{\text{sek}}$ $= 276 : 102 = 2{,}70$ kW.

Da die Leistungsaufnahme an der Kupplung 5,29 kW war, so hat der Ventilator den Wirkungsgrad $\eta = 2{,}70 : 5{,}29 = 0{,}510$.

Die eben berechnete, auf den gesamten Förderdruck Bezug nehmende



Digitized by Google

Nutzleistung bezeichnet man als die *obere Nutzleistung*, den Wirkungsgrad ebenfalls als den oberen. Die *untere Nutzleistung* zieht die in der austretenden Luft enthaltene kinetische Energie nicht in Betracht, sondern läßt nur den Druck von 564 kg/m² als nutzbar erscheinen; die untere Nutzleistung wäre $\frac{1}{102} \cdot 0{,}476 \cdot 564 = 2{,}63$ kW, der untere Wirkungsgrad $2{,}63 : 5{,}29 = 0{,}500$. Die unteren und oberen Werte unterscheiden sich also voneinander um etwa 5% — bei größeren Öffnungen um viel mehr. Der Unterschied ist genau gleich dem wirklichen Inhalt der austretenden Luft an kinetischer Energie; ein Gewicht von 0,592 kg/sek, entsprechend $\frac{0{,}592}{9{,}81} = 0{,}0604$ ME (Masseneinheiten)/sek bewegter Masse, enthält bei der wirklich vorhandenen Geschwindigkeit 15,15 m/sek die kinetische Energie $\frac{1}{2} \cdot 0{,}0604 \cdot 15{,}15^2 = 6{,}93$ mkg/sek $= 0{,}068$ kW; andererseits ist $2{,}70 - 2{,}63 = 0{,}07$ kW.

**136. Ventilator bei wechselnder Drehzahl.** Wenn man den Versuch des vorigen Paragraphen bei wechselnder Drehzahl wiederholt, wobei die vor den Auslaß gesetzte Öffnung (Fig. 256) unverändert bleibt, so erhält man Ergebnisse wie in Tabelle 83 und Fig. 257 dargestellt.

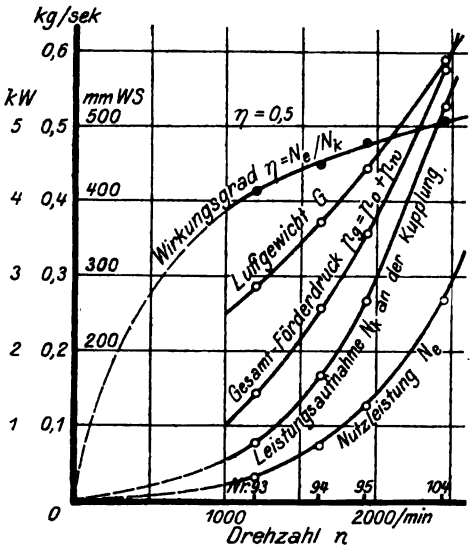



Fig. 257. Ventilator bei wechselnder Drehzahl gegen konstanten Düsenwert.

Es versteht sich, daß die geförderte *Luftmenge* mit der Drehzahl zunimmt. Es zeigt sich, daß die Zunahme annähernd proportional der Drehzahl geht. Der *Gegendruck* steigt bei konstanter Öffnung quadratisch mit der Luftmenge, also auch quadratisch mit der Drehzahl. — Der Wirkungsgrad des Ventilators steigt in mäßigen Grenzen mit der Drehzahl, von $\eta = 0{,}415$ bei 1200 Uml bis zu $\eta = 0{,}51$ bei 2440 Uml/min.

Mit der Kompression ist eine *Erhöhung der Lufttemperatur* verbunden. Bei der geringsten Drehzahl steigt die Temperatur von 20,3 auf 21,8, also um 1,5°; bei der höchsten steigt sie von 21,5 auf 28,8, also um 7,3°. Zu einem Teil beruht die Temperatursteigerung einfach auf der Kompressionswärme. Bekanntlich sind für rein adiabatische Kompression die Temperatursteigerung und die Drucksteigerung durch die Beziehung verbunden:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (8)$$

Digitized by Google

## Tabelle 83. Ventilator bei wechselnder Drehzahl.

| | Barometerstand $b$ kg/m² | 10 450 | | | 10 410 |
|---|---|---|---|---|---|
| | Versuch Nr. | 93 | 94 | 95 | 104 |
| | Kontakt Nr. | a | e | h | p |
| 1 | Drehzahl $n$ /min | 1200 | 1625 | 1925 | 2440 |
| 2 | Luftgeschwindigkeit im Saugstutzen $w_e$ m/sek | 4,80 | 6,30 | 7,50 | 9,98 |
| 3 | Angesaugtes Volumen $V_e = 0{,}0491 \cdot w_e$ m³/sek | 0,236 | 0,310 | 0,368 | 0,490 |
| 4 | Temperatur der angesaugten Luft $t_e$ °C | 20,3 | 20,2 | 19,6 | 21,5 |
| 5 | Spezifisches Gewicht der angesaugten Luft $\gamma_e = 0{,}0342 \cdot \frac{b}{273 + t_e}$ kg/m³ | 1,219 | 1,219 | 1,221 | 1,210 |
| 6 | Fördergewicht $G = V_e \cdot \gamma_e$ kg/sek | 0,288 | 0,378 | 0,449 | 0,592 |
| 7 | Statischer Förderdruck $p_0$ mm WS | 139 | 252 | 351 | 564 |
| 8 | Temperatur im Druckrohr $t_a$ °C | 21,8 | 22,9 | 24,0 | 28,8 |
| 9 | Spezifisches Gewicht im Druckrohr $\gamma_a = 0{,}0342 \cdot \frac{b + p_0}{273 + t_a}$ kg/m³ | 1,228 | 1,239 | 1,243 | 1,242 |
| 10 | Herausgedrücktes Volumen $V_a = G/\gamma_a$ m³/sek | 0,234 | 0,304 | 0,360 | 0,476 |
| 11 | Luftgeschwindigkeit im Druckrohr $w_a = \frac{V_a}{0{,}0314}$ m/sek | 7,45 | 9,7 | 11,5 | 15,15 |
| 12 | Geschwindigkeitsdruck dazu $p_w = \frac{w_a^2}{2g_e} \cdot \gamma_a$ kg/m² | 3,5 | 5,9 | 8,3 | 14,5 |
| 13 | Gesamt-Förderdruck $p = p_0 + p_w$ kg/m² | 142 | 258 | 359 | 578 |
| 14 | Mittlerer absoluter Druck $p_m = b + \frac{p}{2}$ kg/m² | 10 521 | 10 579 | 10 630 | 10 699 |
| 15 | Mittleres Fördervolumen $V_m = V_e \cdot \frac{b}{p_m}$ m³/sek | 0,234 | 0,306 | 0,362 | 0,476 |
| 16 | Nutzleistung $N_e = \frac{1}{102} \cdot V_m \cdot p$ kW | 0,326 | 0,774 | 1,275 | 2,70 |
| 17 | Leistungsaufnahme $N_k$ an der Kupplung kW | 0,785 | 1,685 | 2,66 | 5,29 |
| 18 | Wirkungsgrad $\eta = N_e : N_k$ — | 0,415 | 0,460 | 0,480 | 0,510 |
| 19 | Verhältniswert $1000 \cdot V_m/n$ — | 0,195 | 0,188 | 0,188 | 0,195 |
| 20 | $n/\sqrt{p}$ — | 100,7 | 101,1 | 101,5 | 101,5 |

Für Luft als zweiatomiges Gas ist $k = 1{,}4$ und daher $\frac{k-1}{k} = 0{,}286$. Man kann, jederseits 1 zu- und abzählend, schreiben

$$1 + \frac{T_2 - T_1}{T_1} = \left(1 + \frac{p_2 - p_1}{p_1}\right)^{0{,}286} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8a)$$

und hat dann, da für Ventilatoren der Bruch klein ist gegen die Eins, in bekannter Annäherung und mit $p_2 - p_1 = p$, dem Förderdruck:

$$1 + \frac{T_2 - T_1}{T_1} = 1 + 0{,}286 \cdot \frac{p}{p_1}$$

$$\frac{T_2 - T_1}{T_1} = 0{,}286 \cdot \frac{p}{p_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8b)$$

Digitized by Google

Die relative Drucksteigerung bei Versuch 104 ist: $\frac{p}{p_1} = \frac{578}{10410} = 0{,}0555$, also hiernach berechnet die relative Temperatursteigerung theoretisch $0{,}0555 \cdot 0{,}286 = 0{,}016$. Bei 294,5° Anfangstemperatur ist die theoretische Temperaturzunahme $0{,}016 \cdot 294{,}5 = 4{,}7°$. Die beobachtete Temperaturzunahme war 7,3°, also 1,55 mal so groß.

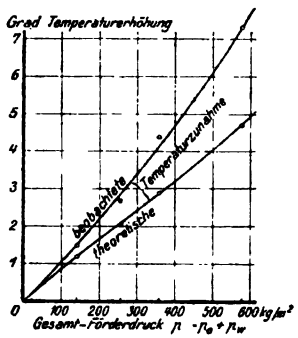



Fig. 258. Erwärmung der Luft im Ventilator.

Diese Rechnung ist für alle Versuche der Reihe in Tab. 84 durchgeführt; die beobachtete ist stets größer als die zu erwartende Temperaturzunahme, und zwar größer in einem mit der Drehzahl schwach steigenden Verhältnis. Die Ergebnisse zeigt Fig. 258. — Ob es richtiger wäre, die Rechnung mit dem statischen Förderdruck $p_0$ statt mit dem gesamten $p$ auszuführen, bleibe dahingestellt.

Der Ventilator als nicht zwangläufige Maschine — im Gegensatz zu Kolbenmaschinen — setzt also mehr Arbeit in Wärme um als nötig wäre: er erzeugt Wirbelungen, die eine Verlustquelle bilden.

Tabelle 84. Wärmeentwicklung beim Betriebe des Ventilators.

| | Versuch Nr. | 93 | 94 | 95 | 104 |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Ansaugedruck $p_1$ . . . . . kg/m² | 10450 | 10450 | 10450 | 10410 |
| 2 | Gesamt-Förderdruck $p$ . . . . . „ | 142 | 258 | 359 | 578 |
| 3 | Kompressionsverhältnis $p : p_1 = x$ . . . . . — | 0,0136 | 0,0247 | 0,0343 | 0,0553 |
| 4 | Theor. relat. Temperatursteigerung $\Delta T : T_1 = 0{,}286\, x$ — | 0,0039 | 0,0071 | 0,0098 | 0,016 |
| 5 | Anfangstemperatur $T_1$ . . . . . ° abs | 293,3 | 293,2 | 292,6 | 294,5 |
| 6 | Endtemperatur $T_2$ . . . . . „ | 294,8 | 295,9 | 297,0 | 301,8 |
| 7 | Wirkliche relat. Temperatursteigerung $T_2 - T_1 : T_1$ — | 0,0051 | 0,0092 | 0,0150 | 0,0248 |
| 8 | Theoretische Temperaturzunahme $T_1 \cdot 0{,}286\, x$ . . ° | 1,15 | 2,1 | 2,85 | 4,7 |
| 9 | Wirkliche Temperaturzunahme $T_2 - T_1$ . . . . ° | 1,5 | 2,7 | 4,4 | 7,3 |
| 10 | Verhältnis . . . . . — | 1,3 | 1,3 | 1,55 | 1,55 |

Die Größe dieser Verluste kann auch berechnet werden. Bei Versuch 104 wurden 0,592 kg/sek Luft, spezifische Wärme $c_p = 0{,}24$, um 4,7° theoretisch und im ganzen um 7,3° erwärmt. Dem entsprechen Wärmemengen

theoretisch . . . . . $0{,}592 \cdot 0{,}24 \cdot 4{,}7 = 0{,}67$ kcal/sek
wirklich . . . . . $0{,}592 \cdot 0{,}24 \cdot 7{,}3 = 1{,}04$ „
also für Wirbelungen . . . . . 0,37 „

Da der Leistungsaufwand 5,29 kW = 1,26 kcal/sek darstellt, so ist der in Wärme umgesetzte Bruchteil erheblich. Es wurden in Wärme umgesetzt

Digitized by Google

| | | | |
|---|---|---|---|
| theoretisch bei adiabatischer Kompression . | 0,67 kcal/sek | = | 53,2% |
| darüber hinaus als Verlust . . . . . | 0,37 „ | = | 29,4% |
| die Nutzleistung stellt dar 2,70 kW · 0,24 = | 0,65 „ | = | 51,6% |
| nicht nachgewiesen bleiben . . . . minus | 0,43 „ | = | − 34,2% |
| | 1,26 kcal/sek | = | 100,0% |

Dies ist zugleich die *Energiebilanz des Ventilatorbetriebes*, in der also die Vereinzelung der Leistungen auf wesentlich mehr führt als die Gesamtleistung. Dazu wird man sagen dürfen: Die Luftmessung mit Anemometer oder selbst mit Pitotrohr ist namentlich wegen der Randeinflüsse stark unsicher. Unsicherheit von etwa 10% muß man geradezu erwarten. Demgegenüber sind die anderen Messungen weniger unsicher, nämlich die elektrische Leistungsmessung, die Messung der Druckzunahme und selbst die Messung der Temperaturerhöhung. Für die Temperaturmessungen zeigt die Kurve Fig. 258 eine Unsicherheit von etwa 0,2°, das ist bei 7,3° Temperaturerhöhung nur 2,7% — abgesehen allerdings von systematischen Fehlern, wie Ungleichheit der zu beiden Ablesungen verwendeten Thermometer oder Einfluß der Luftwirbelung.

Danach kommt es wohl in Frage, umgekehrt *aus der Temperaturerhöhung die Luftmenge zu berechnen*. Man verwendet dann gewissermaßen den Ventilator als Thomas-Gasmesser (Techn. Mess. § 71) mit mechanischer Erwärmung der Luft. Der Ansatz für unseren Versuch wäre:

$$0{,}24 \cdot \Delta t \cdot G + \frac{1}{427} \cdot \frac{G}{\gamma_m} \cdot (p_0 + p_w) + W = 0{,}24 \cdot N_k \quad . \; . \; . \; . \quad (9)$$

Dabei ist 0,24 das erstemal die spezifische Wärme der Luft, das zweitemal dagegen das kalorische Arbeitsäquivalent: 1 kW = 0,24 kcal/sek. Links finden wir der Reihe nach die Erwärmung der Luft, die der Luft zugeteilte Arbeit, dann als Korrektionsglied den Verlust $W$ der Ventilatorteile durch Wärmestrahlung; rechts steht die aufgewendete Arbeit. Alle Größen sind direkt meßbar außer $p_w$, für das wir

$$p_w = \frac{w_a^2}{2g} \cdot \gamma_a = \frac{V_a^2 \cdot \gamma_a}{0{,}0314 \cdot 2g} = \frac{G^2}{0{,}0314 \cdot 2g \cdot \gamma_a} \quad . \; . \; . \quad (9a)$$

einsetzen können, worauf wir für $G$ eine einfach zu lösende kubische Gleichung haben. Da indessen $p_w$ nur von der Größenordnung 14 mm gegenüber $p = 564$ mm ist, so könnten wir auch vereinfachend setzen $p + p_w = 1{,}025 \cdot p$, vielleicht selbst $p_w$ ganz fortlassen; der Einfluß der Luftströmung auf das Thermometer ist ohnehin unsicher. Als Wärmeverlust können wir, die besonderen Verhältnisse am Lager und an der Stopfbüchse nicht beachtend, etwa 5,5 kcal/st für 1 m² Oberfläche und 1° Temperaturunterschied ansetzen (Rietschel, Leitfaden, Band II, 5. Aufl., S. 40), das macht bei rund 2 m² Oberfläche nur $\frac{2 \cdot 5{,}5 \cdot 7{,}3}{3600}$ = 0,022 kcal/sek, tritt also gegen den Umsatz zurück. Wir schreiben

$$0{,}24 \cdot 7{,}3 \cdot G + \frac{1}{427} \cdot \frac{G}{1{,}242} \cdot \left(564 + \frac{G^2}{0{,}0314 \cdot 19{,}6 \cdot 1{,}242}\right) + 0{,}022 = 0{,}24 \cdot 5{,}29,$$

Digitized by Google

in trigonometrischer Auflösung folgt $G = 0{,}442$ kg/sek, statt 0,592, also merklich abweichend. — Vernachlässigen wir $p_w$ gegen $p_0$, so ergibt eine Gleichung ersten Grades $G = 0{,}46$ kg/sek. — Wir halten diese Methode der Bestimmung von $G$ für genauer, bleiben gleichwohl bei den mechanisch bestimmten Werten.

**137. Düsenwert des Widerstandes (gleichwertige Düse).** Wenn ein Ventilator gegen den Widerstand eines irgendwie gestalteten Rohr- oder Kanalnetzes oder gegen den Widerstand von Nutzwiderständen Luft fördert — saugt oder drückt — so kann man wie bei der Pumpe fragen: durch eine runde Öffnung welchen Querschnittes läßt sich der Widerstand ersetzen, das heißt durch welche Öffnung würde bei gleichem Druckgefälle gerade die Luftmenge abfließen, die der Ventilator fördert?

Der Ausfluß durch eine Öffnung erfolgt nach der Gleichung

$$V = F \cdot w = F\sqrt{2g\frac{p}{\gamma}}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (10)$$

worin $V$ das durch die Öffnung $F$ mit der Geschwindigkeit $w$ unter der Einwirkung des Druckunterschiedes $p$ ausfließende Volumen vom spezifischen Gewicht $\gamma$ ist — alle Größen nach dem technischen Maßsystem gemessen. Wenn also der Ventilator gegen den Druck $p$ ein Volumen $V$ fördert, so ist die Öffnung

$$F = V\sqrt{\frac{\gamma}{2g\,p}} = \sqrt{\frac{G \cdot V}{2g \cdot p}} \quad \ldots\ldots \quad (10a)$$

diejenige, die für den Ventilator die gleichen Verhältnisse geschaffen hätte wie der gerade vorhandene Widerstand. Voraussetzung ist noch, daß keine Kontraktion auftritt, daß also die Kanten der Öffnung gut gerundet seien. Wir bezeichnen $F$ deshalb (Techn. Mess. § 59) als die dem wirklich vorhandenen Widerstand *gleichwertige Düse* oder als den *Düsenwert des Widerstandes*.

Im Bergbau wird eine analog, jedoch mit der Ausflußzahl $k = 0{,}65$ berechnete Öffnung als *äquivalente Öffnung* bezeichnet. Die Willkürlichkeit in der Wahl von $k$ ist durch Einführung der Düse mit $k = 1$ (Regeln für Leistungsversuche S. 63) beseitigt.

Für größere Druckunterschiede müßten die entsprechenden komplizierteren Ausflußgesetze genommen werden; doch wird es genügen, im folgenden für $V$ das Anfangsvolumen $V_1$ der Kompression und für $\gamma$ das dem mittleren Druck $p_m = b + \frac{1}{2} \cdot p$ bei der Temperatur $t_1$ zugeordnete mittlere spezifische Gewicht $\gamma_m$ einzusetzen. Man folgt dabei, namentlich durch Einführung der Isotherme statt der für Ausflußvorgänge geltenden Adiabate, mehr dem Streben nach Einfachheit und nach Analogie zu dem Vorgehen bei der Leistungsberechnung beim Ventilator (§ 134) als theoretischen Erwägungen.

Für Versuch 104 berechnet sich die gleichwertige Öffnung wie folgt: Es war (§ 135) $V_m = 0{,}476$ m³/sek und $p = 578$ kg/m²; mit dem bekann-

Digitized by Google

ten Fördergewicht $G = 0{,}592$ kg/sek errechnet sich $\gamma_m = 0{,}592 : 0{,}475 = 1{,}242$ kg/m³; also wird

$$F = 0{,}476 \sqrt{\frac{1{,}242}{2 \cdot 9{,}81 \cdot 578}} = 0{,}00499 \text{ m}^2$$

die gleichwertige Düse, gegen die der Ventilator fördert.

In Tabelle 85 ist die Berechnung des Düsenwertes für die anderen Versuche gegeben. Der Mittelwert ist 0,00488 m². Die wirkliche Öffnung vor dem Druckrohr hatte 100 mm Durchmesser, also 0,00785 m² freie Fläche; die gleichwertige Düse ist kleiner, einmal wegen der Kontraktion an der Öffnung, dann auch wegen der Druckverluste, die vom Ventilator aus gerechnet jenseits der Stellen der Druckmessung noch in Rohren oder Krümmern auftreten; in Fig. 256 kommt dafür

Tabelle 85. Berechnung der gleichwertigen Düse.

| | Versuch Nr. | 93 | 94 | 95 | 104 |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Drehzahl $n$ . . . . . /min | 1200 | 1625 | 1925 | 2440 |
| 2 | Fördermenge $V_m$ . . . . . m³/sek | 0,234 | 0,306 | 0,362 | 0,476 |
| 3 | Gesamt-Förderdruck $p$ . . kg/m² | 142 | 258 | 359 | 578 |
| 4 | Mittlerer absoluter Druck $p_m$ kg/m² | 10 521 | 10 579 | 10 630 | 10 699 |
| 5 | Anfangstemperatur $T_1$ . . . °abs | 293,3 | 293,2 | 292,6 | 294,5 |
| 6 | Spezif. Gewicht $\gamma_m = 0{,}342 \cdot \frac{p_m}{T_1}$ kg/m² | 1,228 | 1,232 | 1,243 | 1,242 |
| 7 | Düsenwert $F = V_m \cdot \sqrt{\frac{\gamma_m}{2g \cdot p}}$ . . m² | 0,00491 | 0,00478 | 0,00480 | 0,00498 |

Mittelwert $F = 0{,}00488 \text{ m}^2 = 0{,}155 \cdot F_a$.

allerdings nur das kurze Rohrstück vor der Öffnung selbst in Betracht, nicht aber das Saugrohr, wenn der Raumdruck als Saugdruck angesetzt ist. Diesen kleinen Verlust vernachlässigt, wäre die Kontraktion der geschärften Öffnung 0,00488 : 0,00785 = 0,622. Ins Verhältnis gesetzt zu dem wirklichen Querschnitt des Druckstutzens — 200 mm Durchmesser entsprechend 0,0314 m² Fläche — ist der *relative Düsenwert* 0,00488 : 0,0314 = 0,155. Wegen der Reibungs- und Kontraktionswiderstände ist also der relative Düsenwert, gegen den der Ventilator arbeitet, nur 0,155, obgleich die vor das Druckrohr von 200 mm Durchmesser gesetzte Mündung von 100 mm Durchmesser grade $^1/_4 = 0{,}25$ relative Öffnung hat.

**138. Dimensionslose Kennzahlen**[1]). Es war schon erwähnt, daß die gelieferte Luftmenge der Drehzahl des Ventilators proportional bleibt, wenn er gegen einen Widerstand bestimmten Düsenwertes fördert. Darnach würde also das Verhältnis $V_m : n$ konstant bleiben und wäre als Kennzahl geeignet.

Es hat nun aber stets (S. 32) Vorteile, solche Kennzahlen dimensionslos zu machen, indem durch anderweite Wahl der Größen oder

[1]) Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren. Vgl. S. 16.

Digitized by Google

durch Multiplikation mit Konstanten passender Dimension die Dimensionen von Zähler und Nenner gleich gemacht wird. In unserem Fall ist der Zähler ein sekundliches Fördervolumen, also das Produkt aus einem Querschnitt und einer Geschwindigkeit. Größen dieser Art sind also auch im Nenner einzuführen, und dazu bietet sich einerseits zwanglos die Umfangsgeschwindigkeit $u$ des Schaufelrades dar, andererseits wird als den Ventilator am besten kennzeichnend der engste Querschnitt genommen, den die Luft zu passieren hat, der Querschnitt also, der gewissermaßen die Lieferung begrenzt; regelmäßig wird das der Austrittsstutzen sein, dessen Querschnitt wir mit $F_a$ bezeichnen. Nach den Ergebnissen der Tab. 83 und 85 wird also die dimensionslose

$$\text{Lieferzahl } \varphi = \frac{V_m}{u \cdot F_a} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (11)$$

konstant sein, solange nur die Drehzahl, nicht aber die Düse sich ändert.

Der Sinn der *Lieferzahl* ist dieser: nimmt man an, der Ventilator könne keinesfalls eine größere Luftgeschwindigkeit erzeugen als die Umfangsgeschwindigkeit des Rades, und zwar diese natürlich im engsten vorkommenden Querschnitt, dann ist $u \cdot F_a$ die größtmögliche Lieferung des Ventilators, und zu ihr wird die wirkliche in Vergleich gestellt.

Es ist aber klar, daß die größtmögliche Geschwindigkeit nur erzeugt werden kann, wenn nicht zugleich Druck verlangt wird, also bei freiem Ausblasequerschnitt, bei Rührwerken oder dergleichen. Im anderen Falle sollte — ähnlich wie der volumetrische Wirkungsgrad der Kolbenmaschine — die Lieferzahl unter der Einheit bleiben, wie es auch in Tab. 86 der Fall ist.

Tabelle 86. Kennzahlen des Ventilators.

Laufraddurchmesser 650 mm; Durchmesser des Ansaugerohres 250 mm, des Ausblaserohres 200 mm. — Vgl. Tab. 83.

| | Versuch Nr. | 93 | 94 | 95 | 104 | Mittel |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Drehzahl $n$ . . . . . /min | 1200 | 1625 | 1925 | 2440 | — |
| 2 | Fördermenge $V_m$ . . . . m³/sek | 0,234 | 0,306 | 0,362 | 0,476 | – |
| 3 | Umfanggeschw. $u = \frac{2{,}04}{60} \cdot n$ m/sek | 40,8 | 55,2 | 65,4 | 83,0 | — |
| 4 | Lieferzahl $\varphi = \frac{V_m}{0{,}0314 \cdot u}$ . . — | 0,183 | 0,176 | 0,176 | 0,183 | 0,180 |
| 5 | Gesamt-Förderdruck $p$ . kg/m² | 142 | 258 | 359 | 578 | - |
| 6 | Spezif. Gewicht $\gamma_m$ . . . kg/m³ | 1,228 | 1,232 | 1,243 | 1,242 | — |
| 7 | Druckzahl $\psi = p : \frac{u^2}{2g} \cdot \gamma_m$ . — | 1,363 | 1,349 | 1,332 | 1,325 | 1,342 |
| 8 | Umsatzzahl $v = \varphi \cdot \psi$ . . . — | 0,250 | 0,238 | 0,235 | 0,241 | 0,241 |
| 9 | Wirkungsgrad nach Tab. 83 $\eta$ — | 0,415 | 0,460 | 0,480 | 0,510 | — |
| 10 | Leistungszahl $\lambda = \frac{v}{\eta}$ . . . . — | 0,603 | 0,517 | 0,490 | 0,473 | — |
| 11 | Gütezahl $\varepsilon = v \cdot \eta$ . . . . . — | 0,104 | 0,109 | 0,113 | 0,123 | — |

Digitized by Google

Für Versuch 104 ist der Durchmesser des Laufrades 650 mm, also sein Umfang 2,04 m. Bei der Drehzahl 2440/min = 40,7/sek ist die Umfangsgeschwindigkeit $u = 2{,}04 \cdot 40{,}7 = 83{,}0$ m/sek. Der Durchmesser des Druckstutzens ist 200 mm, also $F_a = 0{,}0314$ m². Das theoretische Fördervolumen ist also bei $n = 2440$/min: $83{,}0 \cdot 0{,}0314 = 2{,}61$ m³/sek. Das gemessene „mittlere" Fördervolumen war (Tab. 83, 85) $V_m = 0{,}476$ m³/sek; so wird die Lieferziffer $\varphi = 0{,}476 : 2{,}61 = 0{,}183$.

Es kann sich empfehlen, die Lieferzahl auf Normalzustand der Luft (0° C und 760 mm QS) zu beziehen; diese *reduzierte Lieferzahl* entspricht dann dem Lieferungsgrad der Kolbenmaschinen, der neben den Eigenschaften der Maschine auch die Aufstellung und die Witterung berücksichtigt; der bisher berechnete dagegen entspricht dem volumetrischen Wirkungsgrad der Kolbenmaschine (Techn. Mess. § 55). Für Versuch 104 war das Volumen $V_m$ bei $p_m = 10\,699$ kg/m² und bei $t_1 = 21{,}5°$ berechnet; das reduzierte Volumen läßt sich hieraus, oder einfacher berechnen aus dem bekannten Fördergewicht $G = 0{,}592$ kg/sek, dem ein reduziertes Volumen, $592 : 1{,}293 = 0{,}457$ m³$\left(\frac{0}{760}\right)$/sek entspricht; damit wird die reduzierte Lieferzahl $\varphi_0 = 0{,}457 : 2{,}61 = 0{,}175$. —

Man kann ferner eine *Druckzahl* berechnen, indem man dem Ventilator die Eigenschaft zuschreibt, er könne höchstens den der Umfangsgeschwindigkeit entsprechenden Druck erzeugen, und zu diesem den wirklich erzeugten Druck ins Verhältnis setzt. — Der Umfangsgeschwindigkeit $u$ entspricht eine (Fall- oder) Förderhöhe $\frac{u^2}{2g}$ Meter Luftsäule, und diesem beim spezifischen Gewicht $\gamma$ der geförderten Luft ein Förderdruck $\frac{u^2}{2g} \cdot \gamma$. Wir setzen demnach die Druckzahl

$$\psi = \frac{p}{\frac{u^2}{2g} \cdot \gamma_m}, \quad \ldots \ldots \ldots \quad (12)$$

indem wir den erzeugten Druck nach den Gesichtspunkten des § 134 einschließlich des Geschwindigkeitsdruckes rechnen, solange nicht ein Diffusor wirksam geworden und mit zu beurteilen ist; als spezifisches Gewicht führen wir das dem Volumen $V_m$ zugeordnete $\gamma_m$ ein, wie schon in § 134 berechnet.

Für Versuch 104 war $\gamma_m = 1{,}242$ kg/m² und $u = 83{,}0$ m/sek; dem entspricht eine Geschwindigkeitshöhe $83{,}0^2 : 19{,}62 = 351$ m LS — die Förderhöhe des Ventilators — oder ein Förderdruck $351 \cdot 1{,}242 = 436$ mm WS $= 436$ kg/m². Gemessen wurde ein Förderdruck von 578 kg/m². Die Druckzahl wird also $\psi = 578 : 436 = 1{,}325$. Die Druckzahl liegt also merklich über der Einheit. —

Indem wir nun aus der so bestimmten theoretischen Luftmenge $u \cdot F_a$ m³/sek und dem theoretischen Förderdruck $\frac{u^2}{2g} \cdot \gamma_m$ kg/m² das Produkt bilden, erhalten wir einen Wert für den theoretisch möglichen

Digitized by Google

Leistungsumsatz, also das Produkt aus Menge und Druck: der theoretisch mögliche Leistungsumsatz ist hiernach in mkg/sek

$$N_{\text{theor}} = u F_a \cdot \frac{u^2}{2g} \gamma_m = \frac{F_a \cdot u^3 \cdot \gamma_m}{2g}.$$

Für Versuch 104 ist $N_{\text{theor}} = 2{,}61 \cdot 436 = 1140$ mkg/sek $= 1140 : 102 = 11{,}2$ kW. Der wirklich erzielte Umsatz ist indessen nur $V_m \cdot p = 0{,}476 \cdot 578 = 275$ mkg/sek $= 2{,}70$ kW. Wir können hieraus eine Umsatzzahl $2{,}70 : 11{,}2 = 0{,}241$ errechnen. Die *Umsatzzahl*

$$v = \frac{V_m \cdot p}{\frac{1}{2g} \cdot F_a \cdot u^3 \cdot \gamma_m} = \varphi \cdot \psi \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

ist ein Maß für die Güte des Ventilators rücksichtlich der aus ihm unter den vorgeschriebenen Verhältnissen zu ziehenden Leistung, nicht aber für seine Wirtschaftlichkeit.

Statt dessen kann man den erzielbaren Umsatz vergleichen mit dem Leistungsbedarf des Ventilators, der an der Kupplung gemessen $N_k = 5{,}29$ kW war; eine *Leistungszahl*

$$\lambda' = \frac{N_k}{\frac{1}{2g} \cdot F_a \cdot u^3 \cdot \gamma_m} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

würde für unser Beispiel also $\lambda' = 5{,}29 : 11{,}2 = 0{,}473$ werden. Es gilt die Beziehung

$$\lambda' = \frac{\varphi \cdot \psi}{\eta}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14a)$$

worin $\eta = 0{,}510$ der Wirkungsgrad des Ventilators nach Tabelle 83.

Die Leistungszahl setzt also die Umsatzzahl und den Wirkungsgrad miteinander ins Verhältnis; das Vorgehen ist nicht ganz sachlich, da sowohl $\varphi \cdot \psi$ als auch $\eta$ möglichst hoch sein sollte, und da bei Erhöhung beider die geschehene Verbesserung nicht erkennbar wird. Die Leistungszahl wird hier nur deshalb angeführt, weil sie in den Regeln S. 65 genannt wird. Die dortige Leistungsziffer $\lambda$ nimmt allerdings auf die in die Luft übergeführte Leistung, das ist $N_k$ minus Lagerreibung usw. Bezug und hat überdies den Nachteil, experimentell nicht direkt bestimmbar zu sein.

Es mag deshalb empfohlen werden, an Stelle der Leistungszahl lieber eine Gütezahl $\varepsilon$ einzuführen, die Umsatz und Wirtschaftlichkeit im Zähler führt. Indem man beide Faktoren in erster Potenz einsetzt, schreibt man beiden gleiche Bedeutung zu; wir setzen die *Gütezahl*

$$\varepsilon = v \cdot \eta = \varphi \cdot \psi \cdot \eta, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15)$$

oder ausführlicher

$$\varepsilon = \frac{V_m}{u F_a} \cdot \frac{p}{\frac{u^2}{2g} \cdot \gamma_m} \cdot \frac{V_m \cdot p}{N_k} = \frac{N_e^2}{\frac{1}{2g} \cdot F_a \cdot u^3 \cdot \gamma_m \cdot N_k} \quad . \quad . \quad (15a)$$

Digitized by Google

und haben damit natürlich wiederum eine dimensionslose Zahl erhalten. — Für Versuch 104 ist die Gütezahl $\varepsilon = 0{,}183 \cdot 1{,}325 \cdot 0{,}510 = 0{,}123$.

Es bedarf kaum der Erwähnung, daß dieser Gütezahl nicht eine derartige theoretische Bedeutung zukommt wie dem Gütegrad der thermischen Maschinen; sie gibt eine überwiegend praktische Bewertung der Maschine. — Man kann aber natürlich die Gütezahl statt auf die Leistungsaufnahme an der Kupplung auch auf die der Antriebsmaschine (im Nenner) beziehen; in Analogie mit den Gütegraden und Wirkungsgraden der Kraftmaschinen erhält man dann die *gesamte Gütezahl*:

$$\varepsilon_{ges} = \frac{N_e^2}{\frac{1}{2g} \cdot u^3 \cdot F_a \cdot \gamma_m \cdot N_1} \quad \ldots\ldots\ldots (15\,b)$$

Bei Antrieb des Maschinensatzes durch eine Wärmekraftmaschine ist dabei als $N_1$ entweder das verbrauchte Wärmegefälle oder ausnahmsweise die Wärmeaufnahme einzuführen. —

In Tab. 86 sind die eben entwickelten kennzeichnenden Zahlen für die Versuche wechselnder Drehzahl (Tab. 83) berechnet. Es zeigt sich merkliche Konstanz der Lieferzahl $\varphi$ und der Druckzahl $\psi$, daher der Umsatzziffer $v = \varphi \cdot \psi$ bei unverändertem Düsenwert des äußeren Widerstandes.

**139. Ventilator gegen wechselnden Düsenwert.** Ein mit unveränderter Drehzahl laufender Ventilator kann gegen verschiedene Öffnung laufen. Dazu kann man im Prüffeld ein Drosselorgan in das Druckrohr setzen und es betätigen, oder man kann den vor das Druckrohr der Fig. 256 gesetzten Drosselflansch gegen einen solchen anderer Öffnung auswechseln. Letzteres hat den Vorteil, daß man die bestimmte Öffnung bequem immer wieder herstellen kann. Grenzwerte der anzuwendenden Öffnung sind einerseits die Öffnung Null — Druckrohr blind verflanscht —, andererseits „freier Ausblas" — das Druckrohr ist einfach frei.

Wenn man die Drehzahl nicht künstlich nachregelt, so wird sie nicht genau konstant bleiben, sondern je nach der Art des Antriebes etwas abfallen, wenn mit steigender Öffnung der Leistungsumsatz größer wird. Am besten kann ein genügend starker Riementrieb — von einer größeren Transmission her betrieben — die Drehzahl halten. Ein Nebenschluß-Elektromotor fällt um so mehr ab, je mehr Widerstand zur Herabsetzung der Drehzahl vor den Anker geschaltet ist. Man hat daher immer wohl zu unterscheiden zwischen dem *Verhalten des Ventilators* bei einer bestimmten Drehzahl und andererseits dem *Verhalten der Ventilationsmaschine* — wobei die Rückwirkung des Ventilators auf die Drehzahl des Maschinensatzes mit beachtet ist.

In Tab. 87 und Fig. 259 sind Versuchsergebnisse wiedergegeben. Der Antrieb geschieht durch Nebenschlußmotor, das Feld ist dauernd voll erregt. Die Drehzahl geht von 2590 auf 2350 zurück, wenn die Öffnung von Null bis auf halben Durchmesser des Ausblasrohres gesteigert wird. Weiter bei voller Drehzahl zu öffnen ist nicht angängig,

Digitized by Google

da dann die Stromaufnahme über das zulässige Maß zu weit hinausgegangen wäre.

Denn mit zunehmender Öffnung steigt dauernd die Leistungsaufnahme, einfach darum, weil die Luftmenge und daher auch die Nutzleistung anwächst; der Unterschied aber zwischen Leistungsaufnahme $N_k$ und Nutzleistung $N_e$, das ist also der Verlust $V$ im Ventilator, ist grundsätzlich konstant — für drei der Versuche sogar zufällig genau der gleiche. Der Wirkungsgrad wird daher mit zunehmender Öffnung immer besser.

Im letzten Teil der Tab. 87 sind die Kennzahlen des Ventilators für diese Versuchsreihe ausgerechnet. Zunächst der Düsenwert, von dem in Abhängigkeit dann alle anderen Größen in Fig. 259 aufgetragen sind. Das Luftgewicht ist der Düse fast genau proportional; die mäßige Abwärtskrümmung der Kurve erklärt sich aus dem Abfall der Drehzahl. Der erzeugte Druck fällt mit dem Öffnen des Ausblases mäßig ab, jedoch nur infolge des Abfalls der Drehzahl (*Kennlinie der Ventilationsmaschine*); bezieht man den Druck auf $n = 2500$/min (eine *Kennlinie des Ventilators*), von dem Wurzelgesetze § 136 Gebrauch machend, so wird der erzeugte Druck etwa unabhängig von der Öffnung und fällt nur bei ganz geschlossenem Ausblas in jedem Fall merklich ab, wegen der Stoßverluste in der nur für mittlere Luftgeschwindigkeiten passenden Schaufelung.

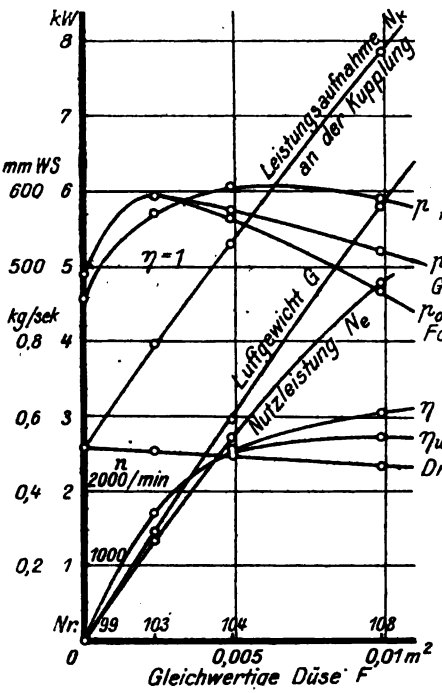



Fig. 259. Elektroventilator bei unveränderter Kontaktstellung, also annähernd konstanter Drehzahl, gegen wechselnden Düsenwert.

Der Unterschied zwischen dem direkt fühlbaren statischen Förderdruck $p_0$ und dem gesamten Förderdruck $p$ ist der dynamische Druck $p_w = \frac{w_a^2}{2g} \cdot \gamma_a$. Er geht also mit dem Quadrat der Luftmenge und wird daher Null für $F = 0$, nimmt dagegen mit steigender Düse recht merkliche Werte an. — Es darf natürlich der statische und gesamte Förderdruck nicht mit dem statischen und gesamten (absoluten) Druck verwechselt werden; der Unterschied zwischen statischem und gesamtem Förderdruck ist in den Darlegungen des § 134 noch nicht gemeint.

Digitized by Google

## Tabelle 87. Ventilator gegen wechselnden Düsenwert.

Vorschaltwiderstand des Elektromotors ausgeschaltet, Kontakt $p$.

| | Versuch Nr. | 99 | 103 | 104 | 108 | Ergänzt, Fig. 261-264 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Vorgeschaltete Öffnung in Bruchteilen | — | 0 | 1/8 | 1/4 | 1/2 | 1/1 |
| 2 | Durchmesser in Millimetern mm | 0 | 70,7 | 100 | 141,4 | 200 |
| 3 | Barometerstand $b$ kg/m² | 10300 | 10300 | 10410 | 10410 | — |
| 4 | Drehzahl $n$ /min | 2590 | 2560 | 2440 | 2350 | (2250) |
| 5 | Luftgeschwindigkeit im Saugstutzen $w_e$ m/sek | 0 | 4,88 | 9,98 | 19,63 | — |
| 6 | Angesaugtes Volumen $V_e = 0{,}0491 \cdot w_e$ m³/sek | 0 | 2,39 | 4,90 | 9,64 | — |
| 7 | Temperatur der angesaugten Luft $t_e$ °C | 21,5 | 21,1 | 21,5 | 22,7 | — |
| 8 | Spez. Gewicht der angesaugten Luft $\gamma_e = 0{,}0342 \cdot \frac{b}{273 + t_e}$ kg/m³ | — | 1,195 | 1,210 | 1,20 | — |
| 9 | Fördergewicht $G = V_e \cdot \gamma_e$ kg/sek | 0 | 0,286 | 0,592 | 1,160 | 2,05 |
| 10 | Statischer Förderdruck $p_0$ mm WS | 492 | 594 | 564 | 464 | — |
| 11 | Temperatur im Druckrohr $t_a$ °C | ∾ 32 | 30,2 | 28,8 | 28,7 | — |
| 12 | Spezifisches Gewicht im Druckrohr $\gamma_a = 0{,}0342 \cdot \frac{b + p_0}{273 + t_a}$ kg/m³ | — | 1,229 | 1,242 | 1,235 | — |
| 13 | Herausgedrücktes Volumen $V_a = \frac{G}{\gamma_a}$ m³/sek | 0 | 0,233 | 0,476 | 0,940 | — |
| 14 | Luftgeschwindigkeit im Druckrohr $w_a = \frac{V_a}{0{,}0314}$ m/sek | 0 | 7,42 | 15,15 | 29,9 | — |
| 15 | Geschwindigkeitsdruck dazu $p_w = \frac{w_a^2}{2g} \cdot \gamma_a$ kg/m² | 0 | 3,5 | 14,5 | 56,3 | — |
| 16 | Gesamt-Förderdruck $p = p_0 + p_w$ kg/m² | 492 | 597 | 578 | 520 | 210 |
| 17 | Reduziert auf $n = 2500 : p_{2500} = p \cdot 2500^2 : n^2$ „ | 459 | 570 | 606 | 589 | — |
| 18 | Mittlerer absoluter Druck $p_m = b + \frac{p}{2}$ kg/m² | — | 10598 | 10699 | 10670 | — |
| 19 | Mittleres Fördervolumen $V_m = V_e \cdot \frac{b}{p_m}$ m³/sek | 0 | 0,232 | 0,476 | 0,940 | 1,65 |
| 20 | Nutzleistung $N_e = \frac{1}{102} \cdot V_m \cdot p = N_0 + N_w$ kW | 0 | 1,36 | 2,70 | 4,79 | 3,5 |
| 21 | Leistungsaufnahme $N_k$ „ | 2,59 | 3,95 | 5,29 | 7,84 | 11,7 |
| 22 | Wirkungsgrad des Ventilators $\eta = N_e : N_k$ — | 0 | 0,344 | 0,510 | 0,611 | — |
| 23 | Verlust im Ventilator $\mathfrak{V} = N_k - N_e$ kW | 2,59 | 2,59 | 2,59 | 3,05 | — |
| 24 | Förderleistung $N_0 = \frac{1}{102} \cdot V_m \cdot p_0$ kW | 0 | 1,35 | 2,63 | 4,27 | — |
| 25 | Beschleunigungsleistung $N_w = \frac{1}{102} \cdot \frac{G}{2g} \cdot w_a^2$ „ | 0 | 0,01 | 0,07 | 0,52 | — |
| 26 | Unterer Wirkungsgrad $\eta_u = N_0 : N_k$ — | 0 | 0,342 | 0,500 | 0,545 | — |
| 27 | Düsenwert $F = V_m \cdot \sqrt{\frac{\gamma_m}{2g \cdot p}} = \sqrt{\frac{G \cdot V_m}{2g \cdot p}}$ m² | 0 | 0,00238 | 0,00497 | 0,00988 | 0,029 |
| | in Bruchteilen $F : F_a$ — | 0 | 0,076 | 0,158 | 0,315 | — |
| 28 | Lieferzahl $\varphi = V_m : u \cdot F_a$ — | 0 | 0,085 | 0,183 | 0,375 | — |
| 29 | Druckzahl $\psi = p : \frac{u^2}{2g} \cdot \gamma_m$ — | ∾ 1 | 1,255 | 1,34 | 1,295 | — |
| 30 | Umsatzzahl $v = \varphi \cdot \psi$ — | 0 | 0,107 | 0,245 | 0,486 | — |
| 31 | Druckzahl $\psi_0 = p_0 : \frac{u^2}{2g} \cdot \gamma_m$ — | ∾ 1 | 1,245 | 1,305 | 1,155 | — |
| 32 | Umsatzzahl $v_0 = \varphi \cdot \psi_0$ — | 0 | 0,106 | 0,239 | 0,433 | — |
| 33 | Leistungszahl $\lambda = v : \eta$ — | — | 0,311 | 0,480 | 0,796 | — |
| 34 | Gütezahl $\varepsilon = v \cdot \eta$ — | 0 | 0,0368 | 0,128 | 0,298 | — |

Digitized by Google

Der gesamte Förderdruck ist der Unterschied zwischen den am Aus- und Eintritt anzurechnenden Drucke $p_2 - p_1$, für die eben nach den

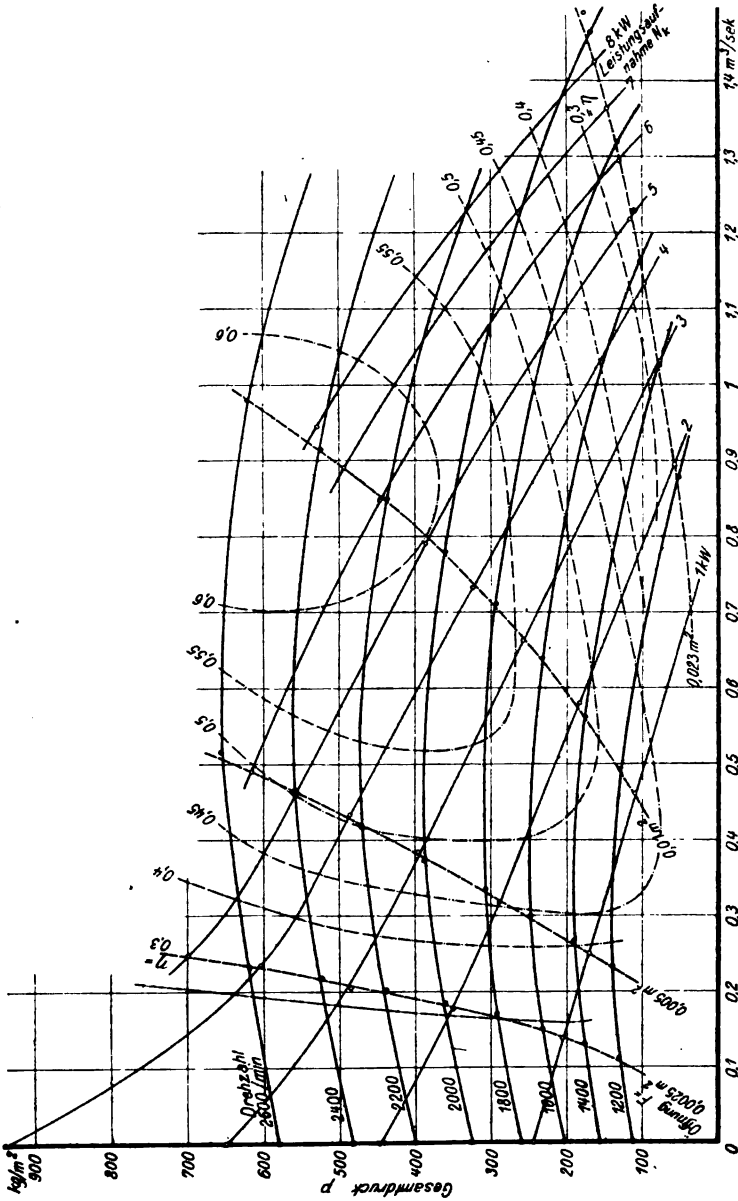



Fig. 260. Verhalten eines Ventilators.

Darlegungen des § 134 bald der statische, bald der gesamte Druck zu setzen ist. Nicht immer ist daher der gesamte Förderdruck und der

Digitized by Google

statische Förderdruck gerade um den Geschwindigkeitsdruck am Auslaß verschieden.

**140. Allgemeine Darstellung des Verhaltens eines Ventilators durch Kurvenscharen.** Die Veränderung einerseits der Drehzahl (§ 136), andererseits des Düsenwertes (§ 139) gibt zusammen alle Möglichkeiten, wie ein Ventilator von außen beeinflußt werden kann: Man kann den Antrieb oder die Entnahme verschieden gestalten. (Über die spezifische Dichte des geförderten Gases, § 142, kann man nicht frei verfügen.) Den Einfluß zweier Veränderlicher kann man in jedem Fall in einem Netz von Kurvenscharen sehr übersichtlich zur Darstellung bringen, so wie Fig. 260 es als Beispiel zeigt.

Dieser Figur entnehmen wir beispielsweise, daß der bisher untersuchte Ventilator, wenn er eine Luftmenge (im Zustande $\sim 10\,400$ kg/m² und $\sim 21°$ C) $V_m = 0{,}8$ m³/sek gegen einen Düsenwert von 0,01 m² fördern soll, mit der Drehzahl 2030/min betrieben werden muß; es wird ein Druck von 380 mm WS entstehen, und es werden 5,0 kW Antriebsleistung dem antreibenden Elektro- oder dgl. Motor entnommen werden; der Wirkungsgrad des Ventilators wird $\eta = 0{,}60$ sein. Das sind alle Angaben, deren man bedarf, um ein Angebot oder Projekt sachgemäß zu entwerfen. Hat ein Werk für jeden seiner Ventilatortypen ein Schaubild nach Fig. 260 aufgestellt, so kann das Offertbüro auf jede Anfrage die passendste Type auffinden und die Bedingungen nennen, unter denen der Ventilator arbeiten wird. Wäre beispielsweise nach der Luftmenge 0,4 m³/sek gegen 650 mm WS zu fördern gefragt, so würde unser Ventilator nicht geeignet sein, da er diese Verhältnisse zwar mit einer Drehzahl 2620/min beherrscht, aber nur mit schlechtem Wirkungsgrad, $\eta < 0{,}45$.

Um das Schaubild Fig. 260 zu erhalten, wurde wie folgt vorgegangen: Es wurden Versuchsreihen unter systematischer Veränderung der äußeren Bedingungen gemacht, so zwar, daß bei jeder der in § 139 verwendeten Öffnungen nochmals die Drehzahl verändert wurde. Die Ablesungen und die wichtigsten Rechnungsergebnisse zeigt Tabelle 88.

Aus diesem Rechnungsergebnis sind indessen die Kurven konstanter Leistungsaufnahme, konstanter Drehzahl und konstanten Wirkungsgrades nicht sofort aufzuzeichnen, weil die Werte dieser Größen jeweils zufällige sind und nicht gerade glatte Zahlen. Man muß daher die glatten Werte durch Interpolation finden. Das soll für die gesuchten Kurvenscharen in zweifach verschiedener Art gemacht werden.

Zunächst die Kurvenscharen gleicher Drehzahl und gleicher Leistung finden wir mittels der Hilfsfiguren Fig. 261 bis 264. Hier sind jedesmal als abhängig von der gesuchten Größe $n$ und $N_k$ die Koordinaten des zu ermittelnden Bildes, also $p_g$ und $V_m$, aufgetragen. In jedem der Bilder ergeben sich Kurven gleicher Öffnung und Kurven gleicher Kontaktstellung — dies waren die willkürlich veränderten Werte. Bei der Auftragung von $p$ über $n$ ergäben sich Parabeln, die unbequem zu zeichnen wären und genaues Interpolieren nicht gestatteten; deshalb wurde $p$ über $n^2$ aufgetragen, die fast gradlinigen Kurven gestatten genauestes Interpolieren.



Digitized by Google

Tabelle 88. Verhalten eines Ventilators bei wechselnder Durchmesser des Saugrohrs 250 mm, des Druckrohrs 200 mm.

| | Versuch Nr. | 96 | 97 | 98 | 99 | 100 | 101 | 102 | 103 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Barometerstand $b$ mm QS | 758 mm QS = 10 300 kg/m² | | | | | | | |
| 2 | Öffnung $f$ . . . . . — | 0 | 0 | 0 | 0 | 1/8 | 1/8 | 1/8 | 1/8 |
| 3 | Kontaktstellung $k$ . . Nr. | a | e | h | p | a | e | h | p |
| 4 | Drehzahl $n$ . . . . /min | 1575 | 1990 | 2220 | 2590 | 1440 | 1800 | 2100 | 2560 |
| 5 | Stat. Förderdruck $p_0$ mm WS | 200 | 323 | 404 | 492 | 171 | 295 | 395 | 594 |
| 6 | Luftgeschwindigkeit im Saugrohr $w_s$ . . m/sek | 0 | 0 | 0 | 0 | 2,78 | 3,55 | 3,90 | 4,88 |
| 7 | Leistungsaufnahme $N_k$ an der Kupplung . . kW | 0,75 | 1,44 | 1,85 | 2,59 | 0,92 | 1,63 | 2,35 | 3,95 |
| 8 | Temper. im Saugrohr $t_s$ °C | — | — | — | — | 21,5 | 21,3 | 21,1 | 21,1 |
| 9 | „ im Druckrohr $t_a$ „ | — | — | — | — | 27,0 | 27,3 | 27,9 | 30,2 |
| 10 | Steigerung $t_a - t_s$ . . . „ | — | — | — | — | 5,5 | 6,0 | 6,8 | 9,1 |
| 11 | $V_s = G/\gamma_s$ . . . . m³/sek | 0 | 0 | 0 | 0 | 0,1363 | 0,1725 | 0,1890 | 0,233 |
| 12 | $p_w = \frac{1}{2g} \cdot w_s^2 \cdot \gamma_s$ . mm WS | 0 | 0 | 0 | 0 | 1,15 | 1,86 | 2,26 | 3,47 |
| 13 | $p = p_0 + p_w$ . . „ | 200 | 323 | 404 | 492 | 172 | 297 | 397 | 597 |
| 14 | $V_m = V_s \cdot b/p_m$ . . m³/sek | 0 | 0 | 0 | 0 | 0,131 | 0,171 | 0,188 | 0,232 |
| 15 | $N_s = \frac{1}{102} \cdot V_m \cdot p$ . . kW | 0 | 0 | 0 | 0 | 0,221 | 0,497 | 0,732 | 1,357 |
| 16 | $N_0 = \frac{1}{102} \cdot V_m \cdot p_0$ . „ | 0 | 0 | 0 | 0 | 0,219 | 0,495 | 0,728 | 1,350 |
| 17 | $N_w = \frac{1}{102} \cdot V_s \cdot p_w$ . „ | 0 | 0 | 0 | 0 | 0,00154 | 0,00318 | 0,00416 | 0,00766 |
| 18 | $\eta = N_s : N_k$ . . . . . — | 0 | 0 | 0 | 0 | 0,241 | 0,305 | 0,312 | 0,344 |
| 19 | $\eta_0 = N_p : N_k$ . . . . . — | 0 | 0 | 0 | 0 | 0,238 | 0,302 | 0,310 | 0,342 |

In Fig. 261 bis 264 erweist sich das Aufzeichnen sich kreuzender Kurvenscharen als empfindliches Mittel zum Auffinden von Versuchsungenauigkeiten und Rechenfehlern und zum Ergänzen fehlender Versuchspunkte. So fällt der Kreuzungspunkt $f = 1/1$ mit Kontakt $a$ in Fig. 261 eindeutig zu hoch, in Fig. 262 ist eine tiefere Lage kein Widerspruch; in Fig. 263 und 264 liegen die Punkte gut. Also muß $V_m$ bei diesem Versuch (Nr. 90) schlecht bestimmt sein; es wurde die Rechnung bis ins Originalprotokoll zurückverfolgt, sie erwies sich als richtig. Demnach liegt eine Versuchsungenauigkeit vor, die man zuverlässig dadurch unschädlich machen kann, daß man den gekreuzten Punkt (schwer zu erkennen), natürlich in Fig. 261 und 262 übereinstimmend, an Stelle

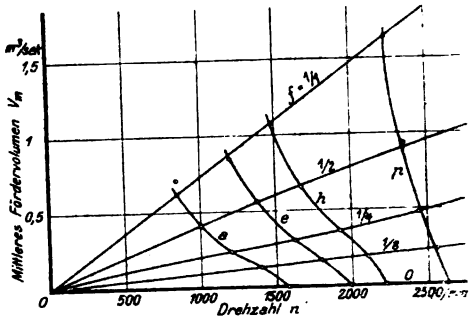



Fig. 261.

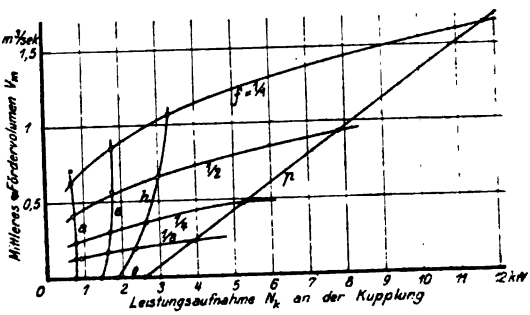



Fig. 262.

Fig. 261 bis 264. Zur Ermittlung der $N_k$- und $\eta$-Kurven

Digitized by Google

Drehzahl und gegen wechselnden Düsenwert.
Durchmesser des Laufrades 650 mm, Breite außen 68 mm.

| 93 | 94 | 95 | 104 | 105 | 106 | 107 | 108 | 90 | 91 | 92 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 769 mm QS = 10 450 kg/m² | | | | 766 mm QS = 10 410 kg/m² | | | | 769 mm QS = 10 450 kg/m² | | |
| 1/4 a | 1/4 e | 1/4 h | 1/4 p | 1/2 a | 1/2 e | 1/2 h | 1/2 p | 1 a | 1 e | 1 h |
| 1200 | 1625 | 1925 | 2440 | 1000 | 1380 | 1670 | 2350 | 845 | 1200 | 1475 |
| 139 | 252 | 351 | 564 | 80 | 154 | 230 | 464 | −2 | +5 | 11 |
| 4,80 | 6,30 | 7,50 | 9,98 | 8,40 | 11,62 | 13,58 | 19,6 | 14,55 | 17,45 | 22,1 |
| 0,785 | 1,685 | 2,66 | 5,29 | 0,72 | 1,77 | 2,99 | 7,84 | 0,69 | 1,77 | 3,31 |
| 20,3 | 20,2 | 19,6 | 21,5 | 22,0 | 22,2 | 22,7 | 22,7 | 19,9 | 20,4 | 20,1 |
| 21,8 | 22,9 | 24,0 | 28,8 | 23,3 | 24,2 | 25,7 | 28,7 | 20,5 | 21,5 | 21,8 |
| 1,5 | 2,7 | 4,4 | 7,3 | 1,3 | 2,0 | 3,0 | 6,0 | 0,6 | 1,1 | 1,7 |
| 0,234 | 0,304 | 0,360 | 0,476 | 0,410 | 0,565 | 0,658 | 0,940 | 0,716 | 0,856 | 1,091 |
| 3,14 | 5,90 | 8,31 | 14,5 | 10,5 | 20,0 | 27,2 | 56,3 | 32,2 | 45,9 | 74,8 |
| 142 | 258 | 359 | 578 | 90 | 174 | 257 | 520 | 30 | 50 | 86 |
| 0,234 | 0,301 | 0,362 | 0,476 | 0,411 | 0,566 | 0,657 | 0,940 | 0,713 | 0,852 | 1.075 |
| 0,326 | 0,762 | 1,272 | 2,700 | 0,363 | 0,966 | 1,655 | 4,790 | 0,210 | 0,426 | 0,902 |
| 0,319 | 0,743 | 1,248 | 2,630 | 0,322 | 0,844 | 1,480 | 4,270 | −0,0137 | 0,0418 | 0,116 |
| 0,00720 | 0,0174 | 0,0295 | 0,0676 | 0,0423 | 0,111 | 0,175 | 0,514 | 0,225 | 0,383 | 0,785 |
| 0,415 | 0,452 | 0,480 | 0,510 | 0,503 | 0,546 | 0,555 | 0,611 | 0,304 | 0,241 | 0,272 |
| 0,406 | 0,442 | 0,470 | 500 | 0,448 | 0,476 | 0,495 | 0,545 | −0,0199 | 0,0236 | 0,0351 |

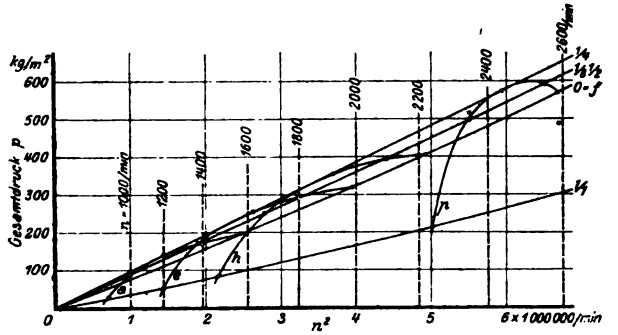



Fig. 263.

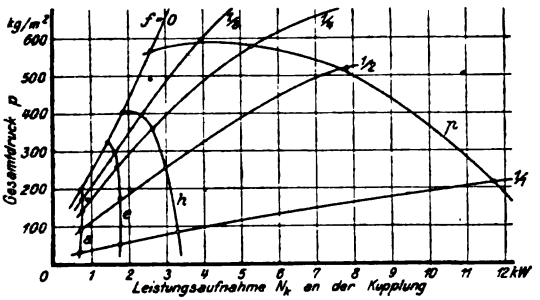



Fig. 264.

in Fig. 260; Ausgleichen von Versuchsfehlern.

des Originalpunktes gelten läßt. — Ebenso kann man mit großer Sicherheit den Punkt $f = 1/1$, Kontakt $p$ ergänzen, der sich wegen des großen Leistungsbedarfes ($N_k \sim 12$ kW, Fig. 262 und 264) nicht ohne Schädigung des Elektromotors hätte finden lassen.

In den Hilfsfiguren kann man nun der Reihe nach für $n = 1200, 1400, 1600 \ldots$/min, andererseits für $N_k = 1, 2, 3 \ldots$ kW die zueinandergehörigen Werte von $V$ und $p$ entnehmen, nämlich diejenigen, die zu gleicher Öffnung gehören; die entnommenen Werte bestimmen die in Fig. 260 als Kreise und als gekreuzte Kreise angedeuteten Punkte, die je unter sich eine Kurve gleicher



Digitized by Google

Öffnung ergeben. Daher sollten auch für die Öffnung $^1/_2$ die Punkte aus den $N$-Werten und aus den $n$-Werten dieselbe Kurve ergeben — die mäßige Abweichung deutet auf Unstimmigkeiten beim Aufzeichnen der grundlegenden Kurven.

In dieser Weise sind die Kurven gleicher Drehzahl und gleicher Leistung entstanden und zugleich die Kurven gleicher Öffnung erhalten worden. Die wichtigen Wirkungsgradkurven lassen sich zwar in gleicher Weise zeichnen, schneller und bequemer jedoch wie folgt: Nachdem die bisherigen Kurven eingetragen sind, hat man für jeden beliebigen Punkt des Feldes die Werte von $V_m$, $p$ und $N_k$ und findet daraus für den Punkt

$$\eta = \frac{V_m \cdot p}{102 \cdot N_k}.$$

Diese Ermittlung ist in Fig. 265 für die gekennzeichneten Punkte glatten Wertes von $N_k$ und $p$ geschehen, und die $\eta$-Werte sind an die Punkte geschrieben. Man kann nun die $\eta$-Kurven ohne weiteres durch die Punkte hindurchlegen.

**141. Allgemeine Darstellung des Verhaltens eines Ventilators durch Kennzahlen.** In Tab. 86 ergab sich, daß die Lieferzahl $\lambda$, die Druckzahl $\psi$ und die Umsatzzahl $v$ von der Drehzahl fast unabhängig ist. Wir tragen diese Größen abhängig vom Düsenwert $V_m \cdot \sqrt{\frac{\gamma_m}{2gp}}$ auf, gegen den der Ventilator fördert und der (quadratisch umgekehrt proportional) ein Maß für den Widerstand ist, den das Rohrnetz oder dgl. dem Luftdurchgang bietet, so haben wir Kurven Fig. 266, die das Verhalten des Ventilators nicht nur bei wechselnder Öffnung, sondern auch bei jeder Drehzahl, das heißt also für alle nur möglichen äußeren Verhältnisse annähernd darstellt.

Statt die dimensionslosen Werte $\varphi$, $\psi$ und $\psi_0$, $v$ und $v_0$ abhängig vom Düsenwert $F_0$ in Quadratmeter und daher für die besondere Ventilatorgröße gültig zu geben, kann man noch weitergehend die übrigen Werte abhängig von $\varphi$ auftragen. Man erhält dann in Fig. 267 eine gänzlich dimensionslose Darstellung.

Zu der Aufstellung dieses Diagrammes genügt eine einfache Versuchsreihe bei wechselnder Öffnung. In Tab. 87 fehlt allerdings ein Versuch mit offenem Ausblas, weil dabei die Leistungsaufnahme zu hoch geworden wäre. Da indessen die Drehzahl für Ermittlung der dimensionslosen Kennzahlen ganz herausfällt, so kann man den letzten Punkt der Fig. 266 und 267 aus einem Versuch bei geringerer Drehzahl aber ganz freiem Ausblas finden, und man kann hieraus sogar rückwärts die Werte berechnen, die dem freien Ausblas bei voller Drehzahl zugeordnet sind. Für freien Ausblas ist nämlich nach Fig. 266:

$$F_0 = 0{,}023 \text{ m}^2$$
$$\varphi = 0{,}715$$
$$\psi = 0{,}56$$
$$\psi_0 = 0{,}07$$

Digitized by Google

Also ist bei voller Drehzahl, die wir für Tab. 87 etwa auf $n = 2250$ schätzen können:

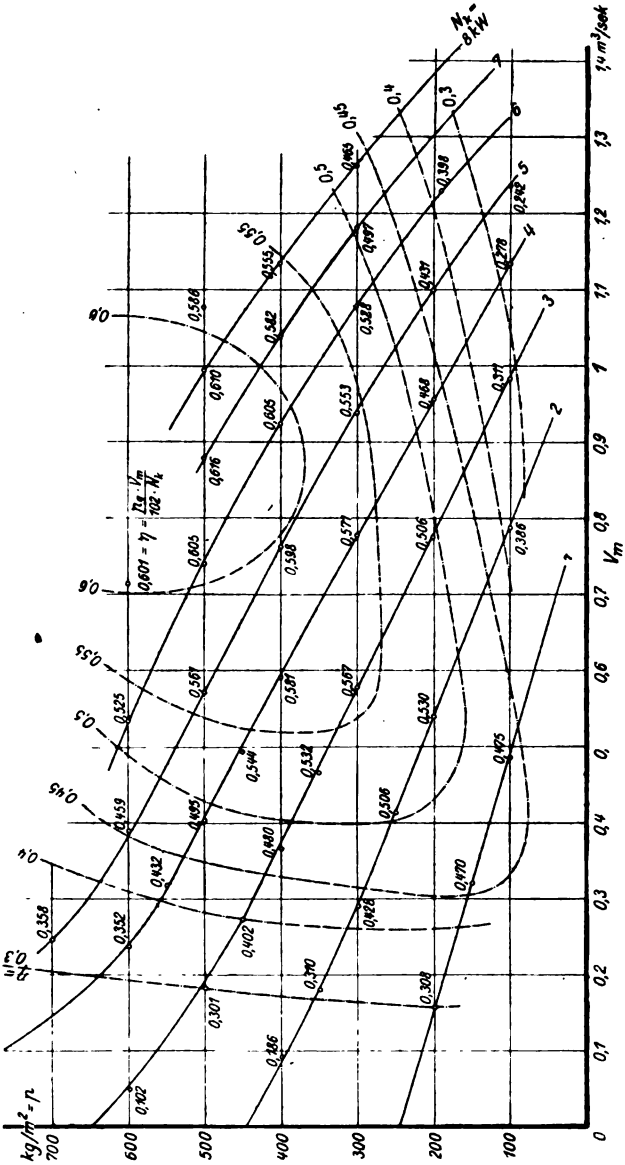



Fig. 265. Auffinden der Wirkungsgradkurven in Fig. 260.

die Umfangsgeschwindigkeit $u = \frac{2{,}04 \cdot 2250}{60} = 76{,}5$ m/sek,

das mittlere Fördervolumen $V_m = \varphi \cdot u \cdot F_a = 0{,}715 \cdot 76{,}5 \cdot 0{,}0314$
$= 1{,}72$ m³/sek,

Digitized by Google

das Fördergewicht $G = V_m \cdot \gamma_m = 1{,}72 \cdot 1{,}24 = 2{,}13$ kg/sek,

der statische Förderdruck $p_0 = \psi_0 \cdot \frac{u^2}{2g} \cdot \gamma_m = 26$ kg/m²,

der Gesamtförderdruck $p = \psi \cdot \frac{u^2}{2g} \cdot \gamma_m = 207$ kg/m².

Daher wird weiterhin

die Nutzleistung $N_e = \frac{1}{102} \cdot V_m \cdot p = 3{,}50$ kW,

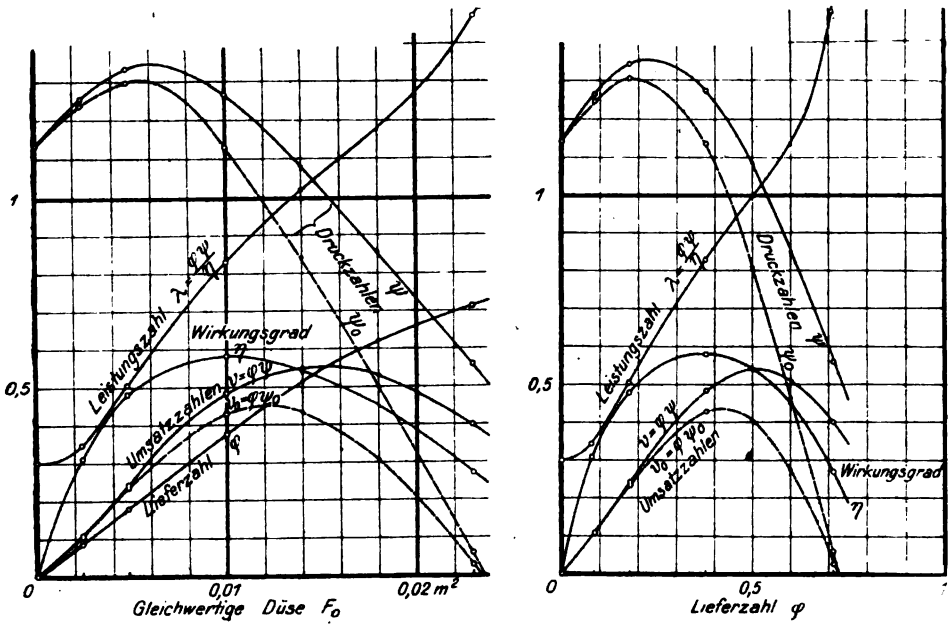



Fig. 266 und 267. Kennzahlen eines Ventilators.

und wenn wir den Verlust im Ventilator, der schon beim letzten Versuch 108 der Tab. 87, Zeile 23 steigende Tendenz hat, zu 3,5 kW schätzen, so ist

die Leistungsaufnahme 7,0 kW,
der Wirkungsgrad $\eta = 3{,}50 : 7{,}0 = 0{,}50$,

alles für freien Ausblas bei höchster Drehzahl, Kontaktstellung $p$.

Die so erhaltenen Ergänzungen weichen merklich von den in Tabelle 87 eingetragenen, nach Fig. 261 bis 264 ergänzten ab. Man braucht, um diese Werte versuchsmäßig zu finden, einen ganz besonders vergrößerten Antriebsmotor. Für Laboratoriumszwecke empfiehlt sich die Beschaffung eines solchen in jedem Fall. —

In Fig. 260 laufen in dem praktisch wichtigen Bereich — bei den höheren Drehzahlen — die Kurven des Wirkungsgrades mit denen gleicher Öffnung etwa in derselben Richtung. Einer bestimmten Öffnung kann man daher näherungsweise einen bestimmten Wirkungsgrad

Digitized by Google

zuordnen. Für die Öffnung $^1/_2$ insbesondere schneiden sich freilich beide Kurvenscharen, aber hier durchläuft der Wirkungsgrad einen Höchstwert, in dessen Nähe er sich auch nur allmählich ändert. So kommt es, daß man etwa folgende Tabelle als im wesentlichen unabhängig von der Drehzahl aufstellen kann:

| $F =$ | 0 | $^1/_8$ | $^1/_4$ | $^1/_2$ | $^1/_1$ |
|---|---|---|---|---|---|
| $\eta =$ | 0 | 0,31 | 0,48 | 0,58 | 0,27 |

Diese Kurve, wenn auch nur näherungsweise gültig, vervollständigt Fig. 266 in ihrer Allgemeinheit. Kennen wir hiernach $\eta$, so können wir auch die aus § 138 bekannte Leistungszahl

$$\lambda = \frac{\varphi\,\psi}{\eta} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (16)$$

finden, die ein Maß für die vom Ventilator verbrauchte Leistung gibt, während $v = \varphi\,\psi$ ein solches für die Nutzleistung desselben lieferte. Fig. 266 und 267 geben auch diese Kurve.

**142. Einfluß der Gasdichte.** Mit verschiedener Dichte des vom Ventilator zu fördernden Gases hat man aus mehrfachen Gründen zu rechnen. Es kann sich um Förderung anderer Gase als Luft handeln; es kann der Gaszustand — Temperatur und Druck — sich ändern; ein Sonderfall des letzteren ist noch der Unterschied zwischen Verwendung des sonst unter gleichen Verhältnissen arbeitenden Ventilators einmal zum Drücken, einmal zum Saugen.

Regelmäßig ist mit den *Änderungen des Luftzustandes* zu rechnen. Der Einfluß derselben geht aus der Versuchsreihe Tab. 89 hervor, in der der Ventilator, jeweils gegen dieselbe Öffnung von 100 mm Durchmesser arbeitend, mit wechselnder Drehzahl betrieben wurde — je eine Reihe aufgenommen an Tagen tunlichst verschiedenen Barometerstandes. Die Lufttemperatur war in allen Fällen fast genau die gleiche, was durch Temperieren erreicht worden war. Die Änderung des Luftdruckes um 785 — 744 = 41 mm bedeutet immerhin 5,4% des mittleren Barometerstandes von 760 mm.

Die zerstreute Versuchszeit läßt kleinere Unregelmäßigkeiten durch Änderungen im Ventilatorzustand erklären; im großen zeigt sich deutlich eine *Abgleichung aller Größen gegeneinander*. Mit sinkendem Barometerstand nimmt trotz schwach steigender Drehzahl der Förderdruck $p$ ab. Die in Metern Luftsäule gerechnete Förderhöhe $H = \frac{p}{\gamma_m}$ indessen nimmt zu, nicht mehr jedoch als der Zunahme der Drehzahl entspricht; um das zu zeigen, sind die Verhältniszahlen $\frac{n^2}{H}$ gebildet, die merklich konstant sind. Einer bestimmten Dichte ist also eine gewisse Förderhöhe, nicht aber ein bestimmter Druck zugeordnet.

Die mittlere Fördermenge $V_m$, als Volumen gemessen, ist bei gleicher Öffnung einfach durch die Förderhöhe gegeben; sie geht daher nur entsprechend der Drehzahländerung entgegen der Dichte; das geförderte Luftgewicht dagegen wäre mit der Dichte gewachsen. Das Produkt

Digitized by Google

**Tabelle 89. Ventilator bei verschiedenem Barométerstand.**

| | 12. Jan. 1912. B. Std. 785 mm<br>24. „ 1912. „ 764 „<br>2. Febr. 1912. „ 744 „<br>Kontakt Nr. | Vers. Nr. | 24<br>31<br>39<br>f | 25<br>32<br>40<br>h | 26<br>33<br>41<br>k | 27<br>34 · 36<br>42<br>m | 28<br>35 · 37<br>43 · 44<br>p | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Drehzahl $n$ . . . . . /min | | 1768<br>1779<br>1785 | 1935<br>1955<br>1970 | 2085<br>2100<br>2115 | 2245<br>2265<br>2273 | 2440<br>2450<br>2478 | |
| 2 | Statischer Förderdruck $p_0$ . mm WS | | 303<br>298<br>292 | 363<br>357<br>353 | 416<br>410<br>406 | 494<br>486<br>481 | 578<br>568<br>567 | |
| 3 | Mittleres Fördervolumen $V_m$ m³/sek | | 0,343<br>0,346<br>0,346 | 0,376<br>0,378<br>0,381 | 0,402<br>0,406<br>0,409 | 0,438<br>0,442<br>0,444 | 0,474<br>0,478<br>0,483 | |
| 4 | Spezifisches Gewicht der eingesaugten Luft $\gamma_e$ . . . . . kg/m³ | | 1,254<br>1,216<br>1,188 | | | | | |
| 5 | Mittleres spezifisches Gewicht $\frac{\gamma_e + \gamma_a}{2}$ . . . . . kg/m³ | | 1,267<br>1,228<br>1,199 | 1,266<br>1,229<br>1,198 | 1,267<br>1,230<br>1,201 | 1,270<br>1,232<br>1,203 | 1,270<br>1,235<br>1,206 | |
| 6 | Förderhöhe $H = \frac{p_0}{\gamma_m}$ . . . . . m LS | | 239<br>243<br>244 | 287<br>290<br>295 | 328<br>333<br>338 | 389<br>394<br>400 | 455<br>460<br>470 | |
| 7 | Temperatursteigerung $t_2 - t_1$ . . °C | | 2,7<br>2,7<br>2,9 | 3,9<br>3,9<br>3,6 | 5,2<br>4,7<br>5,0 | 6,0<br>6,0<br>5,8 | 7,5<br>7,3<br>7,2 | |
| 8 | Leistungsaufnahme $N_{el}$ . . . . kW | | 2,65<br>2,56<br>2,60 | 3,28<br>3,14<br>3,15 | 4,00<br>3,75<br>3,57 | 5,04<br>4,72<br>4,75 | 6,20<br>5,90<br>6,04 | Mittel |
| 9 | Verhältniszahlen $\frac{n^2}{p_0}$ . . . . . — | | 10320<br>10610<br>10910 | 10320<br>10410<br>10990 | 10030<br>10750<br>11010 | 10200<br>10550<br>10740 | 10290<br>10560<br>10830 | 10230<br>10580<br>10900 |
| 10 | „ $\frac{n^2 \gamma_m}{p_0} = \frac{n^2}{H}$ . . . — | | 13090<br>13030<br>13080 | 13070<br>12800<br>13160 | 13050<br>13220<br>13220 | 12950<br>13000<br>12920 | 13060<br>13040<br>13060 | 13040<br>13020<br>13090 |
| 11 | „ $V_m \cdot p_0$ . . . . — | | 104<br>103<br>101 | 136<br>135<br>134 | 167<br>166<br>166 | 216<br>215<br>214 | 274<br>271<br>274 | |

$V_m \cdot p$, ein Maß für die Nutzleistung, sinkt mit der Dichte, daher tut dasselbe die Leistungsaufnahme $N_{el}$, und hieraus erklärt sich die eingangs erwähnte mäßige Erhöhung der Drehzahl mit abnehmender Luftdichte. Es handelt sich also um eine gegenseitige Einwirkung der verschiedenen Größen aufeinander. — Änderung der Lufttemperatur hätte ganz ebenso gewirkt.

Wenn der Ventilator einmal drückend, einmal saugend zur Anwendung kommt, wenn also die Öffnung von wieder 100 mm Durchmesser einmal im Druck-, einmal im Saugstutzen liegt und der jeweils andere frei ist, dann bedeutet der Übergang von der einen zur anderen

Digitized by Google

Tabelle 90. Ventilator drückend und saugend.

| | Drückend / Saugend Versuch Nr. | 45 / 50 | 46 / 51 | 47 / 52 | 48 / 53 | 49 / 54 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | Kontakt Nr. | f | h | k | m | p |
| 1 | Drehzahl $n$ . . . . . /min | 1770<br>1775 | 1930<br>1935 | 2082<br>2088 | 2225<br>2238 | 2432<br>2448 |
| 2 | Druck $p_0$ . . . . . mm WS | 301<br>299 | 354<br>352 | 412<br>407 | 483<br>477 | 572<br>563 |
| | $\Delta =$ | — 2 | — 2 | — 5 | — 6 | — 9 |
| 3 | Mittl. Fördervolumen $V_m$ m³/sek | 0,343<br>0,363 | 0,372<br>0,394 | 0,401<br>0,426 | 0,434<br>0,463 | 0,474<br>0,511 |
| 4 | Spezif. Gewicht der eingesaugten Luft $\gamma_e$ . . . . . kg/m³ | 1,250<br>1,214 | 1,250<br>1,207 | 1,250<br>1,202 | 1,250<br>1,192 | 1,250<br>1,182 |
| 5 | Mittl. spezif. Gewicht $\gamma_m$ . . „ | 1,260<br>1,223 | 1,263<br>1,219 | 1,265<br>1,215 | 1,267<br>1,208 | 1,269<br>1,201 |
| 6 | Förderhöhe $H = \frac{p_0}{\gamma_m}$ . . . m LS | 239<br>245 | 280<br>289 | 326<br>335 | 365<br>395 | 451<br>469 |
| 7 | Temperatursteigerung $t_2 - t_1$ °C | 3,7<br>4,2 | 4,3<br>4,55 | 4,9<br>5,15 | 6,05<br>6,0 | 7,05<br>7,15 |
| | $\Delta =$ | +0,5 | +0,25 | +0,25 | −0,05 | +0,10 |
| 8 | Leistungsaufnahme $N_{el}$ . . . kW | 3,58<br>3,70 | 4,12<br>4,18 | 4,62<br>4,66 | 5,32<br>5,41 | 6,42<br>6,46 |
| 9 | Verhältniszahlen $\frac{n^2}{H}$ . . . . . — | 13 110<br>12 880 | 13 300<br>12 970 | 13 290<br>13 000 | 13 580<br>12 660 | 13 200<br>12 780 |

Betriebsart — bei gegebener Kontaktstellung des Reglers — ebenfalls eine Änderung in der mittleren Dichte der Luft, und zwar in wechselndem Betrage je nach dem gerade erzeugten Druckanstieg. Sehr deutlich zeigen sich daher ganz ähnliche Erscheinungen, Tab. 90.

Verwendung *verschiedener Gasarten* endlich würde nochmals die gleichen Erscheinungen zeitigen, am krassesten bei der Förderung von Wasserstoff statt Luft.

**143. Einfluß des Ventilatorzustandes.** Von wesentlichem Einfluß auf die Wirtschaftlichkeit ist die Einstellung des Ringspaltes des Ventilators.

Einerseits darf er nicht so gestellt sein, daß durch Reibung der Arbeitsverbrauch ungebührlich wächst. Andererseits kommt zu weite Einstellung hinaus auf eine Vergrößerung des Düsenwertes, gegen den das Rad arbeitet, wobei die durch den Spalt gehende Menge zwar Arbeit verbraucht, aber nicht nutzbar gefördert wird. Man kann auch wie folgt sagen: Da ein Teil der vom Rad geförderten Luft durch den Ringspalt wieder verloren geht, so muß man unterscheiden zwischen dem Düsenwert, gegen den das Rad arbeitet, und dem Düsenwert, gegen den der Ventilator arbeitet. Ersterer ist für die Leistungsaufnahme, letzterer für die geförderte Menge und für die Nutzleistung maßgebend. Erstrebenswert ist es, daß beide Düsenwerte einander gleich werden. Wenn also in Fig. 260 ein gewisser Zustand der inneren

Digitized by Google

und äußeren Betriebsverhältnisse des Ventilators durch folgende Zahlen gekennzeichnet ist:

$$V_m = 0{,}8\ \text{m}^3/\text{sek},\ F = 0{,}01\ \text{m}^2,\ n = 2030/\text{min},\ p = 380\ \text{mm WS},$$
$$N_k = 5{,}0\ \text{kW},\ \eta = 0{,}60.$$

so möge durch Erweiterung des Spaltes die Öffnung gleichsam (nicht: nutzbar) auf $F = 0{,}012\ \text{m}^2$ vergrößert sein. Die Drehzahl wird dabei etwas abfallen, wieviel hängt von den Eigenschaften des Elektromotors ab, wir schätzen, auf 2020/min. Dann gehören zu $F = 0{,}012$, $n = 2020$ folgende Werte der Förderung des Rades:

$$V_m = 0{,}91\ \text{m}^3/\text{sek},\ p = 350\ \text{mm WS},\ N_k = 5{,}3\ \text{kW}.$$

Nun sind aber nicht diese 0,91 m³/sek als nutzbar anzusetzen; denn ein Teil der Förderung des Rades strömt eben durch den Spalt zurück. Die nutzbar bei 350 mm statt 380 mm Druck geförderte Menge findet sich aus der gleichwertigen Öffnung des äußeren Kreises, der 0,01 m² geblieben ist, oder einfach aus der Beziehung $V_m = 0{,}8 \cdot \sqrt{\frac{350}{380}} = 0{,}77$.

So gilt also für den Ventilator im lässigen Zustande bezogen auf die nutzbare Luftförderung

$$V_m = 0{,}77\ \text{m}^3/\text{sek},\ F = 0{,}01\ \text{m}^2,\ n = 2020/\text{min},\ p = 350\ \text{mm WS}.$$
$$N_k = 5{,}3\ \text{kW},\ \text{also}\ \eta = 0{,}50.$$

Danach ist durch die Vergrößerung des Spaltes die Fördermenge und der Druck je etwas herabgegangen, trotzdem ist die Leistungsaufnahme gestiegen; der Wirkungsgrad ist also erheblich verschlechtert.

So liegen die Verhältnisse, weil der Ausgangszustand sich bereits im absteigenden Ast der Kennlinien (gleicher Drehzahl) befindet. Für einen Punkt im Scheitel der Kennlinien, etwa

$$V_m = 0{,}37\ \text{m}^3/\text{sek},\ p = 390\ \text{mm WS}\ \text{entsprechend}\ F = 0{,}005\ \text{m}^2,$$
$$n = 2000\ /\text{min},\ N_k = 3{,}0\ \text{kW},\ \eta = 0{,}47$$

würde der Druck kaum merklich, nämlich nur entsprechend der Verringerung der Drehzahl bei wachsender Leistung, absinken, und die ins äußere Netz gehende Luftmenge würde daher auch fast unverändert bleiben. Mag $n = 1980/\text{min}$ geworden sein — je nach den Eigenschaften des antreibenden Motors —, so möge die Vergrößerung der Öffnung durch Lässigkeit wieder 0,002 m² betragen. Dann wird für das Rad $F = 0.007\ \text{m}^2$, und dazu gehört nach Fig. 260:

$$V_m = 0{,}54\ \text{m}^2,\ p = 380\ \text{mm WS},\ N_k = 3{,}6\ \text{kW}.$$

Für die nutzbare Lieferung aber ist $V_m = 0{,}37 \cdot \sqrt{\frac{380}{390}} \sim 0{,}37$, und daher gilt für den Ventilator im lässigen Zustand

$$V_m \sim 0{,}37\ \text{m}^3/\text{sek},\ F = 0{,}005\ \text{m}^2,\ n = 1980/\text{min},\ p = 380\ \text{mm WS},$$
$$N_k = 3{,}6\ \text{kW}.\ \eta = 0{,}38.$$

Diesmal ist also die Luftförderung fast unverändert, und die Verschlech-

Digitized by Google

terung des Wirkungsgrades hat nur in der Vermehrung der Leistungsaufnahme ihren Grund.

Solange wir uns gar im linken, ansteigenden Ast der Kennlinie bewegen, kann eine Vergrößerung der Lässigkeit sogar zu einer Vermehrung des Druckes und damit der nutzbaren Luftförderung führen, natürlich ist auch dann eine Verschlechterung des Wirkungsgrades damit verknüpft.

Die ganzen Verhältnisse sind denen bei der Kreiselpumpe durchaus gleich. Wie dort (§ 131), so kann man auch hier die wechselnde Lässigkeit versuchsmäßig durch eine abstellbare Umlaufleitung nachahmen.

## V. Reglung der Kraftmaschinen.

**144. Allgemeine Zusammenhänge.** Jede Reglung (Regeleinrichtung) soll eine für den Betrieb wichtige Größe konstant halten, auch wenn der Umsatz (§ 3) wechselt. Sie ist dazu so eingerichtet, daß Abweichungen der konstant zu haltenden Größe von ihrem Sollwert Kräfte in einem *aktiven Regelorgan* wachrufen; dessen Kraftäußerung verstellt durch Vermittlung eines *Stellzeuges* ein *passives Regelorgan* in dem Sinne, daß durch die Verstellung die konstant zu haltende Größe auf den Sollwert zurückgeführt wird.

Bei Kraftmaschinen pflegt ein Fliehkraftregler das aktive Regelorgan darzustellen, das passive Regelorgan kann eine einfache Drosselklappe (Fig. 284, S. 495) oder ein komplizierterer Mechanismus sein, der in jedem Fall die Füllung (Zylinderfüllung, Düsenbeaufschlagung) beeinflußt. Konstant zu halten ist meist die Drehzahl trotz wechselnder Leistungsabnahme. — Bei Wärmereglern soll meist die Temperatur, bei Dampfkesseln auch der Druck konstant gehalten werden trotz wechselnder Wärmeentnahme. Das aktive Regelorgan pflegt durch Ausdehnung irgendwelcher Teile unter dem Einfluß von Temperatur oder Druck zu wirken; es verstellt dann ein Drosselorgan für Verbrennungsluft, Feuergase oder Heizdampf, dieses bildet das passive Regelorgan.

Einem bestimmten Wert des Umsatzes ist ein bestimmter Wert der konstant zu haltenden Größe zugeordnet. Wechselt der Umsatz von Null (Leerlauf) bis auf seinen Höchstwert, so pflegt eine mäßige Änderung der geregelten Größe einzutreten; hierdurch ergibt sich die *Ungleichförmigkeit* der Reglung.

Unter dem Einfluß dieser mäßigen Änderungen der geregelten Größe führen Teile des aktiven Regelorgans Bewegungen aus, die, auf das passive Regelorgan übertragen, den Regelvorgang ergeben. Diese Bewegungen bedeuten einen *Energieumsatz* im Innern des aktiven Regelorgans: meist wird eine Federspannung oder die Schwerkraft wird überwunden. Der Energieumsatz heißt das *Arbeitsvermögen* der Reglung. Je größer das Arbeitsvermögen, desto besser werden Widerstände überwunden, die das Stellzeug oder passive Regelorgan der Verstellung

Digitized by Google

entgegensetzt; doch ist stets sorgsam zu unterscheiden zwischen den Kräften, die beim Hin- und Rückgang hindernd wirken, also Arbeitsvermögen aufbrauchen, und jenen, die die Arbeit nur aufspeichern und die gespeicherte beim Rückgang wieder hergeben (Spannen einer Feder, Heben eines Gewichtes); von ersteren bedingt die Reibung die Unempfindlichkeit der Reglung, letztere aber beeinflussen den Wert der geregelten Größe und meist auch die Ungleichförmigkeit. Daraus ergibt sich, daß die Eigenschaften der ganzen zusammengebauten Reglung andere sind als die des verwendeten (aktiven) Reglers, und daß Fehler in der Wirksamkeit der Reglung nicht nur im (aktiven) Regler, sondern auch in der Art des Zusammenbaus der Reglung, in der Anordnung des Stellzeugs oder auch im passiven Regelorgan ihre Ursache haben können.

Neben den vorstehend aufgezählten *statischen Eigenschaften* der Reglung spielen noch die in Bewegung zu setzenden Massen sowie die Dämpfung des Reglers eine Rolle; sie bedingen die *dynamischen Eigenschaften* der Reglung.

Im folgenden sollen die Zusammenhänge am Beispiel einiger Kraftmaschinen versuchsmäßig erörtert werden. Vorstehende Zusammenfassung soll durch die Allgemeinheit ihrer Fassung darauf hinweisen, daß andere Reglungen sinngemäß denselben Gesetzen unterliegen.

**145. Kraftmaschinenreglung.** Die nachzuweisenden Abhängigkeiten sind die folgenden. Es wird ein bestimmtes *Drehmoment* $M$ gefordert, zu seiner Erzeugung bedarf es einer bestimmten „Füllung" $\varphi$ der treibenden Teile — des (Hochdruck-) Zylinders der Kolbenmaschine, des Leitsatzes der Turbine — und daher eines bestimmten indizierten Drehmomentes $M_i$. Jeder *Füllung* $\varphi$ ist nach der Anordnung des Stellzeuges eine gewisse *Reglerstellung* $r$ zugeordnet; der Reglerstellung entspricht nach den Gesetzen des Reglers selbst eine bestimmte Drehzahl $n'$ des Reglers, die wegen des konstanten Übersetzungsverhältnisses zwischen Regler- und Maschinenwelle eine bestimmte *Drehzahl* $n$ der Maschine bedingt. Es ist also jeweils eindeutig

für die Maschine $M_i = f_1(\varphi)$ . . . . . (1)
für das Stellzeug $\varphi = f_2(r)$ . . . . . (2)
für den Regler $r = f_3(n)$ (Kennlinie des Reglers bzw. der Reglung) . . . . . (3)

und diese drei Abhängigkeiten in ihrer Gesamtheit bedingen für die geregelte Maschine

$$n = F_1(M_i) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

oder, wegen der Beziehung $N_i = c \cdot M_i \cdot n$ für die indizierte Leistung $N_i$, ist auch

$$n = F_2(N_i) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Da endlich die Nutzleistung der Kraftmaschine durch $N_e = f_4(N_i)$, oft sogar einfach durch $N_i - N_e = \text{konst.}$ festgelegt ist, so können wir auch

$$N_e = F_3(n) \text{ (Reglungskennlinie der Maschine)} \quad . \quad . \quad . \quad (5a)$$

anschreiben.

Digitized by Google

Die Beziehungen (1) bis (5a) geben reine Eigenschaften der geregelten Maschine. Ihnen treten gegenüber die *Beziehungen für die Belastung*.

Für die Belastung ist im allgemeinen

$$M = F'(n) \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (6)$$

miteinander zunehmend, während in (4) $M$ und $n$ gegeneinander zu gehen pflegen, und daraus folgt auch

$$N_e = F''(n) \text{ (Kennlinie der Belastung)} \quad \ldots \ldots \quad (7)$$

Aus (4) und (6) oder aber aus (5a) und (7) ergibt sich die wirklich eintretende Belastung und Drehzahl als Schnitt der beiden entgegengesetzt geneigten Kennlinien. Vergleiche § 146 am Ende, Fig. 271.

**146. Normale statische Eigenschaften des Reglers und der Reglung.** Ein von der Maschine *losgelöster Regler* werde allmählich auf immer höhere Drehzahlen gebracht. Dazu braucht z. B. bei einer Dampfmaschinen-Reglung nur das Stellzeug gelöst zu werden, die Füllungsbeeinflussung wird gegen freiwillige Verstellung gesichert, und dann wird sehr vorsichtig das Dampfventil geöffnet. Bei einer gewissen Drehzahl $n_1'$ löst sich die Reglermuffe oder das belastende Gewicht von seinem unteren (innern) Anschlag; weiterhin nimmt mit steigender Drehzahl auch der Hub der Muffe mehr und mehr zu, bis die Muffe endlich bei einer Drehzahl $n_2'$ die andere Hubbegrenzung erreicht. Während dieses Vorganges kann man zueinandergehörige Werte der Umlaufzahl $n$ und des vom Ruheanschlag gerechneten Muffenhubes $r$ durch Beobachtung feststellen und in ein Koordinatennetz eintragen, Fig. 268a.

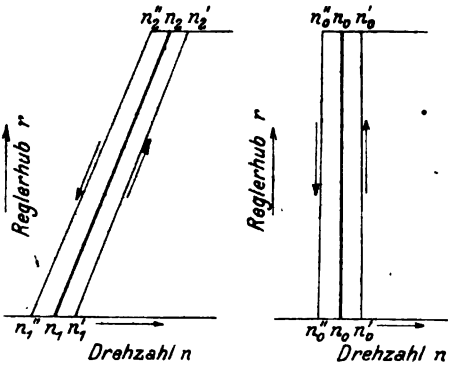



Fig. 268. Kennlinie eines Reglers, schematisch a) eines statischen, b) eines astatischen.

Man läßt nun die Drehzahl des Reglers vorsichtig wieder sinken. Das Wiederablösen des Reglers von der oberen Hubbegrenzung tritt erst bei einer Drehzahl $n_2''$ ein, die tiefer liegt als $n_2'$. Wieder werden zueinandergehörige Werte des Hubes und der Umlaufzahl abgelesen, bis bei einer Umlaufzahl $n_1''$ der Regler die Ruhe-Hubbegrenzung erreicht.

Daß die im Aufwärts- und im Abwärtsgang erhaltenen Kurven voneinander abweichen, dürfen wir der Reibung des Reglers zuschreiben. Wenn wir zwischen beide Kurven die mittlere Kurve $n_1 n_2$ zeichnen, so nehmen wir an, daß diese Kurve das Verhalten des reibungsfrei gedachten Reglers zum Ausdruck bringt.

In Fig. 269 sind für den Regler der aus Kap. III c bekannten Dampfmaschine die drei Kurven eingetragen; die beiden äußeren sind durch

Digitized by Google

Pfeile gekennzeichnet, die mittlere ist stärker hervorgehoben. Die Kurven sind durch die Worte: *Regler lose* zusammengefaßt.

Der Unterschied $n_2 - n_1$ der Drehzahl des reibungsfrei gedachten Reglers in der höchsten gegenüber der tiefsten Muffenstellung ist die *Ungleichförmigkeit des Reglers*. Der Fig. 269 entnehmen wir die Ungleichförmigkeit zu $126{,}1 - 117{,}2 = 8{,}9$ Umläufe. Für das Verhalten des Reglers wichtiger ist die relative Ungleichförmigkeit oder der *Ungleichförmigkeitsgrad* $\varepsilon$, der den Tourenabfall ins Verhältnis zur mittleren Drehzahl setzt:

$$\varepsilon = \frac{n_2 - n_1}{\frac{1}{2} \cdot (n_1 + n_2)} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

In Fig. 269 ist $\varepsilon = \frac{8{,}9}{121{,}65} = 0{,}073 = 7{,}3\%$.

Der Ungleichförmigkeitsgrad ist ein Maß für die statischen Verhältnisse des Reglers. Je flacher die Beziehung $r = f_3(n)$ verläuft

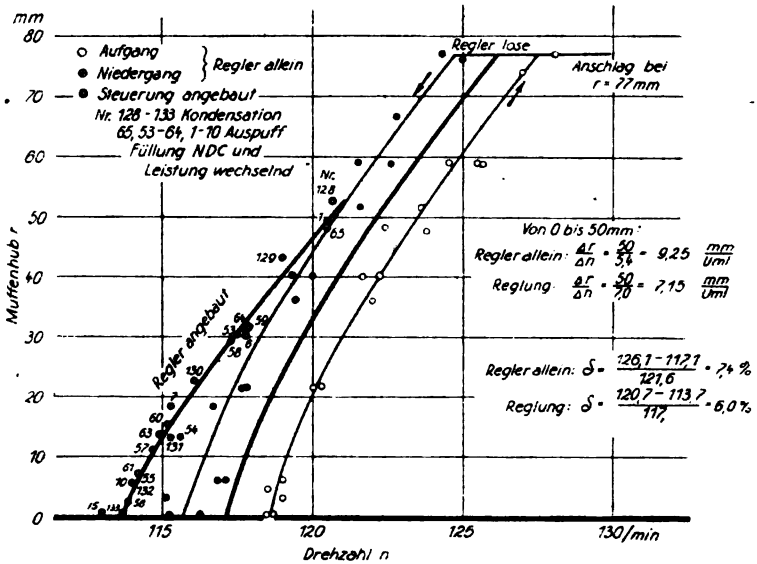



Fig. 269. Kennlinie eines Reglers und einer Reglung.

desto statischer ist der Regler, je steiler sie verläuft, desto weniger statisch ist er. Verläuft die Beziehung senkrecht (Fig. 268b), so ist der Regler astatisch. Es sind dann nicht mehr die Umlaufzahlen und die Hübe eindeutig einander zugeordnet; die Reglermuffe steigt bei Anstellung des beschriebenen Versuches nicht mehr allmählich, sondern geht bei Überschreiten einer Drehzahl $n_0'$ sofort in die oberste Endlage, bei Unterschreiten einer Umlaufzahl $n_0''$ gleich bis in die untere Endlage zurück. Noch mehr wäre das der Fall, wenn die Linie nach links übergeneigt wäre, der Regler also überastatisch wäre.

Digitized by Google

Man bezeichnet die Beziehung $r = f_3(n)$ zwischen Umlaufzahl und Muffenstellung als *Kennlinie des Reglers.* —

Der Abstand der beiden im Aufwärts- und im Abwärtsgang erhaltenen Linienzüge voneinander ist ein Maß für die Reibung des Reglers in Gelenken und Muffe. Der Abstand gibt den doppelten Betrag der Reibung an. Man nennt ihn die *Unempfindlichkeit des Reglers.* In Fig. 269 beträgt nahe dem unteren Anschlag die Unempfindlichkeit 2,9 Umläufe, nahe dem oberen Anschlag beträgt sie 2,7 Umläufe; wegen der wechselnden Reibung streuen die Punkte etwas, und die Werte sind nicht sicher zu entnehmen. Auch hier rechnet man häufiger mit dem *Unempfindlichkeitsgrad,* indem man die Unempfindlichkeit in Beziehung setzt zur Umlaufzahl des Reglers. In Fig. 269 ändert sich der Unempfindlichkeitsgrad von 0,025 bis herauf auf 0,021 von der untersten bis zur obersten Hülsenstellung. Die Unempfindlichkeit soll bekanntlich erheblich geringer sein als die Ungleichförmigkeit des Reglers. —

Wenn wir nun den Regler durch das Stellzeug mit dem Regelgestänge und daher mit der Steuerung der Maschine in Verbindung bringen und die gleichen Versuche über das statische Verhalten nochmals anstellen, so kommen wir zu mehr oder weniger abweichenden Ergebnissen.

Wir brauchen diese *Untersuchung der Reglung* (statt bisher: des Reglers) nicht durch vorsichtiges Bedienen des Dampfventils oder auf dem Probierstand zu machen, sondern können die Reglermuffe in die verschiedensten Stellungen $r$ mm über der Ruhelage bringen, indem wir die Maschine verschieden stark belasten, dabei stets allmählich vorgehend, um zu vermeiden, daß der Regler in Schwingungen kommt; so können wir wieder erreichen, daß die Reglung bei einer ersten Versuchsreihe von unten her, bei einer zweiten Versuchsreihe von oben her in jede ihrer Stellungen kommt. Wir messen zweckmäßig diesmal außer der Hülsenstellung $r$ und der Drehzahl $n$ auch noch die Leistung der Maschine, bei Kolbenmaschinen am besten durch Indizieren, da die indizierte Leistung die durch die Reglung bestimmte ist, sonst durch Feststellen der Bremslast.

Solche Untersuchung der Reglung liefert, wie erwähnt, abweichende Ergebnisse gegenüber der Untersuchung des Reglers.

In Fig. 269 sind unter *Regler angebaut* zahlreiche Versuchspunkte eingetragen, für die man mit Hilfe der Nummern die äußeren Bedingungen aus Kap. IIIc finden kann. Die Kennlinie der Reglung brauchte in diesem besonderen Fall nicht als Mittel aus Auf- und Niedergang gefunden zu werden, weil sich in beiden Fällen das Gleiche ergibt. Das kommt daher, daß die betreffende Steuerung einen starken und stark wechselnden Rückdruck hatte, der den Regler zum Tanzen bringt und durch dieses ständige Auf- und Niedergehen den Einfluß der Reibung beseitigt. Es zeigt sich, daß vorbehaltlich einer mäßigen Streuung der Punkte die äußeren Bedingungen: Belastung, Gegendruck und Füllung des Niederdruckzylinders — keinen Einfluß auf die Beziehung zwischen Muffenhub und Drehzahl haben. Alle Punkte zusammen ergeben eine Kurve, die gegenüber der für losen Regler geltenden nach links gerückt ist und auch flacher verläuft als jene. Sie ist die *Kenn-*

Digitized by Google

*linie der Reglung.* Sie zeigt, daß in diesem Fall die zusammengebaute Reglung bei geringeren Umlaufzahlen arbeitet als der Regler, und daß ihr Ungleichförmigkeitsgrad größer ist; die Unempfindlichkeit jedoch ist infolge des Tanzens Null geworden.

Über die Ungleichförmigkeit jedoch ist noch folgendes zu sagen: Die höchste Reglerstellung im Betriebe ist durch den Leerlauf der Maschine oder des Maschinensatzes gegeben; beim Leerlauf befindet sich der Regler aber noch wesentlich unter seinem oberen Anschlag. Das soll stets der Fall sein, denn immer muß man, um sich gegen Durchgehen der Maschine zu sichern, ein Stück des Reglerhubes unausgenutzt lassen, damit der Regler noch kleinere Füllungen geben kann, als

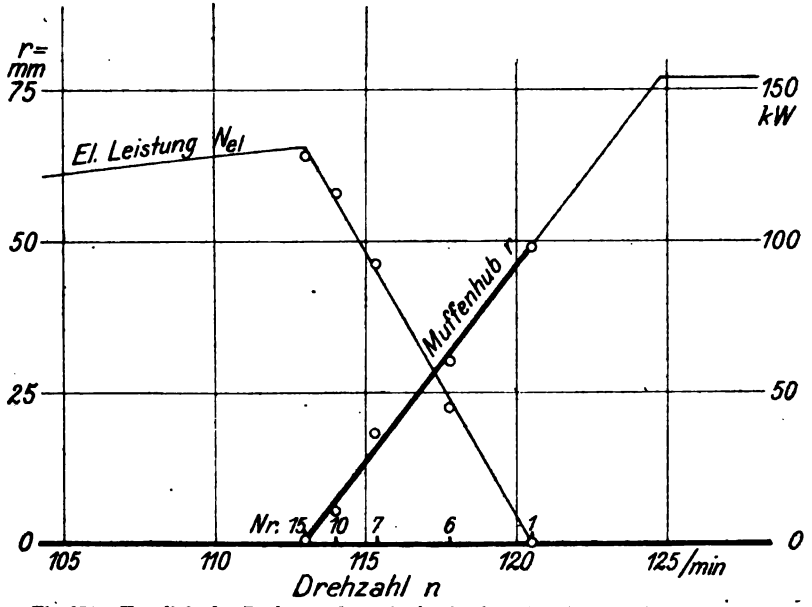



Fig. 270. Kennlinie des Reglers und zugehörige Reglungskennlinie des Maschinensatzes. (Für eine Dampfdynamo.)

dem Leerlauf entspricht. Wegen dieser Verkleinerung des Hubes $r$ wird aber zugleich der Unterschied zwischen der im Betriebe vorkommenden größten und kleinsten Drehzahl, also der Ungleichförmigkeitsgrad verkleinert.

Da andererseits die im Leerlauf erforderliche Füllung $\varphi_0$ und daher die nach Gleichung (2) zugeordnete Reglerstellung $r$ verschieden ist, je nachdem die Maschine mit Kondensation oder mit Auspuff läuft und je nachdem wie sie eingesteuert ist, so ergeben sich aus Fig. 269 verschiedene Werte für die Ungleichförmigkeit der Maschinenreglung, im Mittel etwa 120,5 — 113,7 = 6,8 Uml/min, entsprechend einem Ungleichförmigkeitsgrad 6,8 : 117,1 = 0,058 = 5,8 %.

Den gesamten Vorgang beim Regeln kann man auch nach Fig. 270 zur Darstellung bringen. Neben der Kennlinie der Reglung ist noch die

Digitized by Google

Leistung der Maschine als abhängig von der Drehzahl gegeben, umgekehrt wie es in Kap. III mehrfach geschah. Wir bezeichnen die Beziehung $N_e = f(n)$ im geregelten Bereich als die *Reglungskennlinie des Maschinensatzes*. Kommt die Maschine in Gang, so sitzt der Regler unten auf, $r = 0$. Das Drehmoment ist — bei einer Kolbendampfmaschine, d. i. einem Langsamläufer, § 4 — annähernd konstant, die Leistung nimmt also, solange der Regler aufsitzt, mit der Drehzahl zu. Bei $n = 113{,}7$/min beginnt der Regler sich zu heben, die umgesetzte Leistung senkt sich so lange, bis sie der abgenommenen gleich ist und damit die Beschleunigung zu Ende ist; ist der Maschinensatz bei Auspuff unbelastet, so steigt die Drehzahl bis auf 120,5/min, der Muffenhub bis auf 48 mm. Nur der starke Teil der Muffenhubkurve wird ausgenutzt. Die Werte $r > 48$ mm bleiben unbenutzt als Sicherheitshub; sie würden

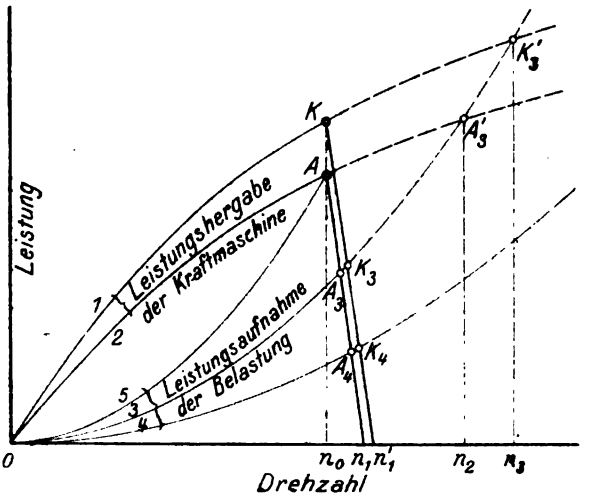



Fig. 271. Abgleichung zwischen Kraft- und Arbeitsmaschine auf Grund der beiderseitigen Leistungskennlinie, schematisch.

zur Geltung kommen, wenn man die Maschine mit negativem $N_{el}$ laufen ließe, der Dynamo als einem Motor Strom zuführte; im Parallelarbeiten mit anderen Stromquellen ist dieser Zustand durch einfache Verminderung der Erregung zu erzielen.

In dieser Darstellungsart gibt Fig. 271 schematisch die Abgleichung des treibenden und des belastenden Drehmomentes gegeneinander, von der in § 145 am Schluß die Rede war. Die Kurven 1 und 2 sind Leistungsparabeln (§ 4) der noch nicht unter der Herrschaft des Reglers stehenden Maschine, und zwar bei Kondensations- und bei Auspuffbetrieb. Sind verschiedene Belastungen durch die Parabeln 3, 4 und 5 gekennzeichnet, so kommen wir auf die Schnittpunkte $A$, $A'_3$, $K'_3$ und andere, die die Drehzahl der Abgleichung festlegen. Nun kommt aber bei der Drehzahl $n_0$ der Regler ins Spielen; daher geht die Leistung nicht über $A$ (bei Auspuff-) oder $K$ (bei Kondensationsbetrieb) hinaus, sondern senkt sich nach den beiden rechts abfallenden Geraden, und für die



Digitized by Google

Widerstände 3 und 4 findet die Abgleichung bei den Drehzahlen statt, die durch $A_3$, $A_4$, $K_3$, $K_4$ festgelegt sind. Bei Leerlauf werden die Drehzahlen $n_1$ und $n_1'$ erreicht. Die Höchstleistung der Maschine aber ist stets durch diejenige Drehzahl $n_0$ gegeben, bei der der Regler anspielt, und die Belastung nach Kurve 5 ist für Auspuffbetrieb nach Kurve 2 die höchste für die Maschine zulässige.

Fig. 272 gibt dieselbe Darstellung für eine Gasmaschine, deren eigenartige Regelverhältnisse noch in § 153 besprochen werden. Hier bleibt sowohl oben als auch unten ein Stück des Muffenhubes $r$ unbenutzt.

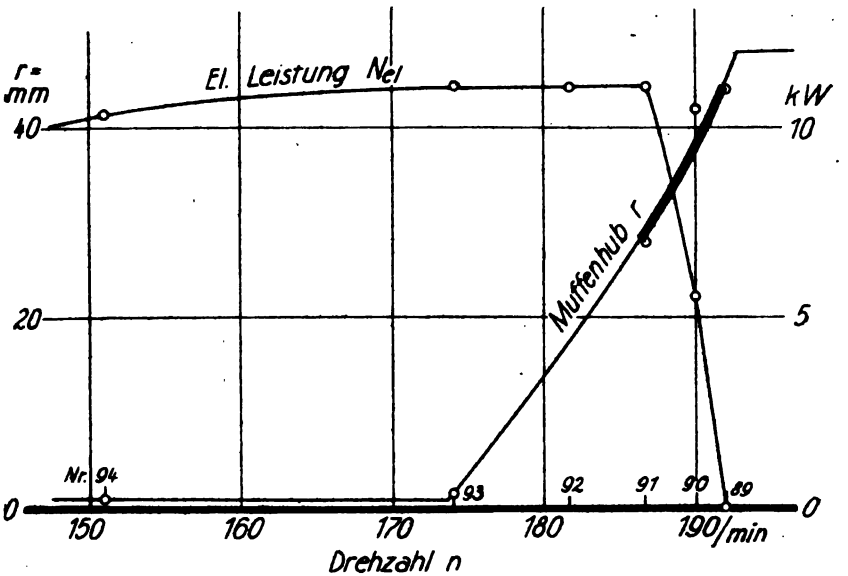



Fig. 272. Kennlinie des Reglers und zugehörige Reglungskennlinie des Maschinensatzes. (Für eine Gasdynamo nach Fig. 284.)

**147. Beeinflussung von Drehzahl und Ungleichförmigkeit.** Wir bedienen uns folgender *Versuchseinrichtung*: An einem durch die Muffenbewegung in hin oder her gehende Drehung versetzten Teil bringen wir verschiebbare oder nach der Größe wechselnde Belastungen in verschiedener Lage zur Drehachse an, und zwar einmal rechts und links von der Drehachse, ein zweites Mal über oder unter derselben.

In Fig. 273 dient dem ersteren Zweck das Laufgewicht, das auf der Regelwelle zur Veränderung der Drehzahl schon konstruktiv vorgesehen ist; es kann durch Drehung eines Handrades mit Schraubenspindel auf einer Gleitbahn verstellt werden, die bei mittlerer Reglerstellung wagerecht liegt; man kann also das Gewicht nach rechts oder links bringen und übt damit ein positives oder negatives Moment auf die Regelwelle, also einen aufwärts oder abwärts gehenden Druck auf die Reglermuffe aus; diese Momente bzw. diese Kräfte lassen sich durch Verstellen des Gewichtes auf wechselnde Werte bringen, sie ändern aber

Digitized by Google

den Wert kaum, wenn der Regler beim Steigen und Sinken die Regelwelle um einen gewissen (mäßigen) Winkel verdreht.

Außer diesem Gewicht ist in Fig. 273 noch besonders für Versuchszwecke mit der Regelwelle eine Spindel verbunden, auf der sich Gewichte I und II in bestimmtem Abstand über oder unter der Regelwelle anbringen lassen. Diese Gewichte üben dann gar keine Wirkung auf die Regelwelle und den Regler aus, wenn die Spindel genau senkrecht steht; das sei der Fall bei einer mittleren Stellung der Reglermuffe und der Regelwelle. Bewegt sich aber die Regelwelle, so üben die Gewichte schnell zunehmende Momente auf die Regelwelle und schnell zunehmende Kräfte auf die Reglermuffe aus; die Kräfte nehmen von negativen Werten über Null zu positiven, algebraisch gerechnet dauernd zu, und zwar annähernd proportional den Wegen der Reglermuffe, um so schneller, je weiter die Gewichte nach oben oder unten von der Regelwelle entfernt sind.

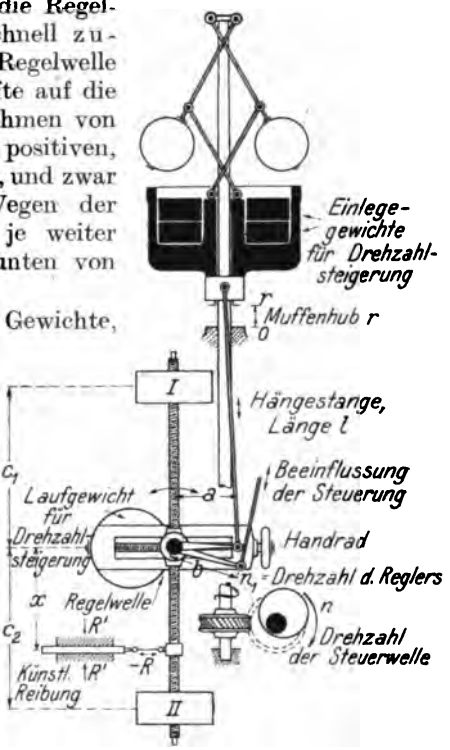



Fig. 273. Fliehkraftregler mit Verstellbarkeit der Drehzahl, der Trägheit, der Ungleichförmigkeit und der Dämpfung.

Die Wirkung der zusätzlichen Gewichte, die einerseits im wagerechten, andererseits im senkrechten Sinne verschoben werden, auf die Reglung untersucht man, indem man durch Auflegen verschiedener Belastungen $N_i$ auf die Maschine den Regler in verschiedene Stellungen $r$ gehen läßt und die zugehörigen Drehzahlen $n$ beobachtet.

Zunächst ist das *wagerechte Laufgewicht verstellt* worden; es war 18,15 kg schwer, wurde von seiner Normalstellung links um 0,1 m und dann um 0,2 m (ganz nach rechts) verstellt; der Arm der Regelwelle, an dem die Muffenkraft anfaßte, war im Mittel 0,141 m. Daher übte die Verschiebung des Gewichtes zusätzliche Kräfte von $18{,}15 \cdot \frac{0{,}1}{0{,}141} = 12{,}9$ kg bzw. $18{,}15 \cdot \frac{0{,}2}{0{,}141} = 25{,}8$ kg auf die Muffe aus. Wurde nun die Leistung verändert, so ergaben sich Ablesungen nach Maßgabe von Fig. 274. In den beiden Endstellungen und in der Mittelstellung ergeben sich die drei ansteigenden, einander parallelen Kennlinien. Tabelle 91 gibt die zugehörigen Ablesungswerte.

Die wagerechte Verschiebung des Laufgewichtes läßt also die Kennlinie der Reglung eine Wanderung nach rechts machen, ohne sie zu drehen; sie beeinflußt die Drehzahl, nicht aber die Ungleichförmigkeit



Digitized by Google

Tabelle 91. Reglung der Dampfdynamo bei wechselnder Drehzahl.

| | Eingeregelt auf | | Das Laufgewicht von 18,15 kg ist verschoben um 0 | 100 | 200 | mm |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | $N_{el} = 0$ kW | Versuch Nr. | 1 | 2 | 3 | |
| | | $N_i$ | 33,1 | 33,0 | 35,5 | kW |
| | | $n$ | 120,5 | 127,3 | 134,1 | /min |
| | | $M_i$ | 266 | 252 | 257 | m kg |
| | | $r$ | 49,0 | 48,1 | 47,4 | mm |
| 2 | $N_{el} = 45{,}0$ kW | Versuch Nr. | 6 | 5 | 4 | |
| | | $N_i$ | 79,1 | 81,8 | 81,4 | kW |
| | | $n$ | 117,8 | 125,4 | 131,6 | /min |
| | | $M_i$ | 654 | 636 | 602 | m kg |
| | | $r$ | 30,1 | 31,2 | 32,0 | mm |
| 3 | $N_{el} = 92{,}7$ kW | Versuch Nr. | 7 | 8 | 9 | |
| | | $N_i$ | 130,0 | 128,5 | 128,9 | kW |
| | | $n$ | 115,3 | 123,0 | 127,9 | /min |
| | | $M_i$ | 1098 (?) | 1016 | 980 | m kg |
| | | $r$ | 18,3 (?) | 15,1 | 15,4 | mm |
| 4 | $N_{el} = 116{,}0$ kW | Versuch Nr. | 10 | 11 | 12 | |
| | | $N_i$ | 151,0 | 155,0 | 153,4 | kW |
| | | $n$ | 114,1 | 121.2 | 127,6 | /min |
| | | $M_i$ | 1286 | 1237 | 1172 | m kg |
| | | $r$ | 5,4 | 5,7 | 6,5 | mm |
| 5 | $r = 0{,}5$ mm (Höchstleistung) | Versuch Nr. | 15 | 14 | 13 | |
| | | $N_i$ | 161,8 | 169,6 | 172,6 | kW |
| | | $n$ | 113,0 | 119,0 | 125,7 | /min |
| | | $M_i$ | 1390 | 1389 | 1338 | m kg |
| | | $N_{el}$ | 127,8 | 132,6 | 134,9 | kW |

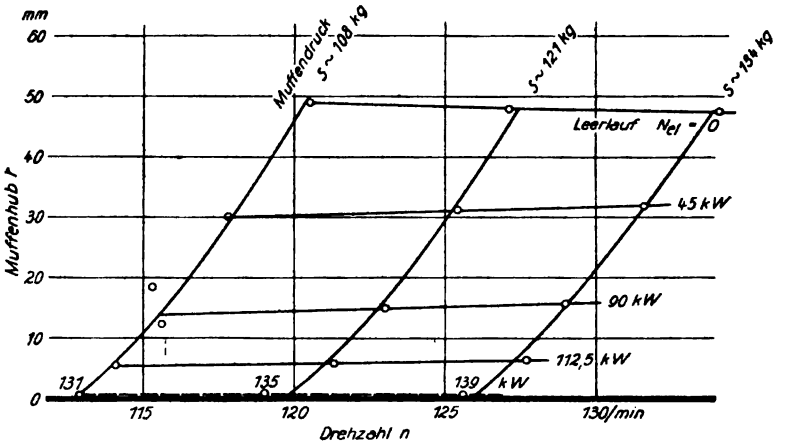



Fig. 274. Verstellung des wagerecht laufenden Gewichtes der Fig. 273: Änderung der Maschinendrehzahl.

Digitized by Google

der Reglung. — Beachtenswert ist der Verlauf der Kurven gleicher Nutzleistung $N_{el}$ des Dampfdynamosatzes. Gleicher Leistung entspricht bei höherer Drehzahl ein kleineres Drehmoment, also ist eine höhere Reglerstellung zu erwarten. Das ist auch bei allen Belastungen der Fall, jedoch nicht bei Leerlauf. Bei Leerlauf sind die Eigenwiderstände des Satzes maßgebend, die bei höheren Belastungen verdeckt werden. Das Moment der Eigenwiderstände nimmt mit der Drehzahl zu, daher sinkt der Regler im Leerlauf bei wachsender Drehzahl: mehr Dampf ist beim Leerlauf Voraussetzung für schnelleren Lauf der Maschine.

Werden weiterhin die *senkrecht anzubringenden Gewichte* verändert, so ergibt sich ein Bild nach Fig. 275. Einmal war der Regler im normalen Zustand; ein zweites Mal war ein Gewicht I von 20 kg im Abstand 0,3 m unter der Regelwelle angebracht, entsprechend einem zusätzlichen Produkt Kraft × Arm (letzteren wagerecht gedacht) von $M_z = -6$ m kg; ein drittes Mal war ein Gewicht II von 10 kg 0,3 m über der Regelwelle angebracht, $M_z = +3$ m kg. Unter dem Einfluß dieser Gewichte erfährt die Kennlinie der Reglung eine Drehung ohne Verschiebung. Sie wird steiler, wenn das Gewicht oberhalb der Regelachse ist, die Reglung nähert sich dann der Astasie; die Kennlinie wird flacher, die Reglung wird stark statisch durch das unter der Regelachse befindliche Gewicht. Die mittlere Drehzahl der Maschine bleibt, die Ungleichförmigkeit ändert sich. Das untenliegende Gewicht nämlich zieht die Regelwelle stets in die Mittelstellung, es sind daher größere Änderungen der Drehzahl nötig, um ihn gleichwohl in die Endstellungen gelangen zu lassen. Das obenliegende Gewicht zieht die Reglung in die Endstellungen, so daß umgekehrt nur kleinere Änderungen der Drehzahl nötig sind, um den Übergang bis in die Endstellungen zu veranlassen. — Über weitere Versuchspunkte der in Fig. 275 dargestellten Versuche wird noch in § 150 berichtet werden. Nur so viel sei

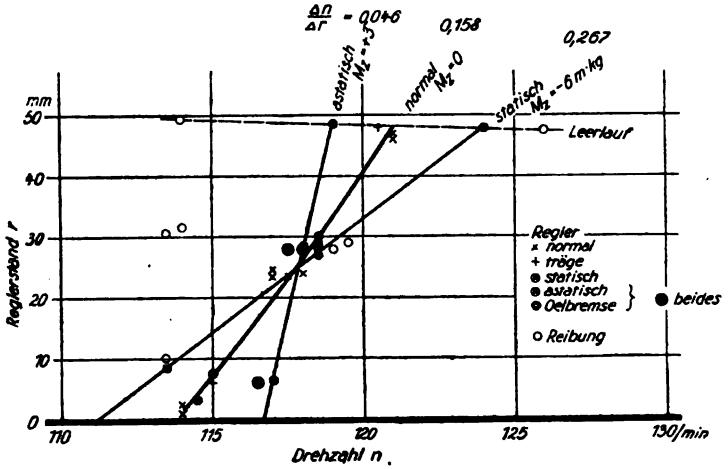



**Fig. 275. Verstellung des senkrecht laufenden Gewichtes der Fig. 273: Änderung der Trägheit und Ungleichförmigkeit.**

Digitized by Google

schon hier erwähnt: Bringt man beide Gewichte I und II von 10 kg je 0,32 m unter und über der Regelwelle an, so wird weder die Drehzahl noch der Ungleichförmigkeitsgrad der Reglung beeinflußt. Die Masse des Reglers ist dadurch größer, der *Regler träger* geworden. Die Punkte „träge" und „normal" liegen in Fig. 275 dicht beieinander, obwohl die Reglermasse, auf die Reglerhülse bezogen, um $20 \cdot \left(\frac{0{,}32}{0{,}141}\right)^2 = 103$ kg Gewicht vermehrt war, während der Regler selbst, ebenso bezogen, eine Masse entsprechend 130 kg Gewicht hat; die Masse als solche (d. h. wenn sie nicht als Gewicht zur Geltung kommt, sondern ausgeglichen ist) hat keinen Einfluß auf das statische Verhalten der Reglung.

**148. Wechselwirkung zwischen Steuerung und Regler.** Nach den Erfahrungen des vorigen Paragraphen läßt sich ohne weiteres sagen, worin die Abweichungen im Verhalten der Reglung gegenüber dem des Reglers ihre Ursache haben, die wir in Fig. 269 beobachteten. Wir bedienen uns der Fig. 276. Der Regler treibt durch die Hängestange hindurch auf die Regelwelle, als welche die Achse eines Rider-Schiebers gezeichnet ist. Es fragt sich dann, ob die gesamten an der Regelwelle befestigten Gewichte, die vom Regler mitbewegt werden müssen, vollkommen ausgeglichen sind, so daß also ihr Gesamtschwerpunkt in die Wellenmitte fällt; wenn das nicht der Fall ist, so kommt es darauf an, ob ihr Schwerpunkt rechts oder links, oben oder unten von der Drehachse liegt.

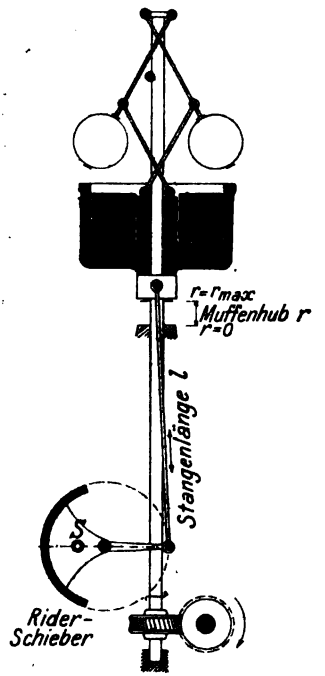



Fig. 276. Statische Rückwirkung der Steuerung auf die Reglung.

Wären zunächst die Teile der Steuerung hinsichtlich der Einflüsse der Schwerkraft vollkommen ausgeglichen, so kann die Steuerung die Wirksamkeit des Reglers nur insofern beeinflussen, als zu ihrer Verstellung Reibungskräfte zu überwinden sind; das vergrößert also die Unempfindlichkeit der Reglung, sofern nicht der Regler tanzt: die Reglung wird im allgemeinen unempfindlicher sein als der Regler. Eine Verschiebung der Kennlinie wird durch solche in sich völlig ausgeglichene Steuerung nicht eintreten. Über Massenwirkungen (§ 147, 151) brauchen wir hier, wo es sich nur um die Gleichgewichtszustände der Reglung handelt, noch nicht zu sprechen.

Ist die Steuerung nicht ganz in sich ausgeglichen, so übt sie Kräfte auf die Reglermuffe aus, sobald der Regler mit ihr verbunden ist.

Wir denken uns nun ein erstes Mal den *Schwerpunkt S aller Steuerungsteile* in gleicher Höhe mit der Achse der Regelwelle. Dann ergeben sie, da die Regelwelle nur kleine Ausschläge zu beiden Seiten ihrer Mittel-

Digitized by Google

lage macht, ein im wesentlichen konstantes Moment an der Regelwelle und eine im wesentlichen konstante Kraft an der Reglermuffe. Je nachdem, ob der Schwerpunkt rechts oder links von der Regelwelle liegt, übt die Steuerung eine konstante Kraft auf die Reglermuffe im Sinne des Anhebens oder im Sinne des Herabsinkens aus, und dementsprechend ist die Fliehkraft der Reglerschwungmassen leichter oder schwerer in der Lage, die Reglermuffe anzuheben. Die Umlaufzahl, die zu einer bestimmten Muffenstellung gehört, wird also erhöht oder erniedrigt; die Kennlinie wird sich nach rechts oder nach links verschieben, ohne daß sich ihre Neigung (wesentlich) verändert.

Wenn dagegen ein zweites Mal der Schwerpunkt $S$ der Steuerungsteile senkrecht über oder senkrecht unter der Regelwelle liegt, so zwar, daß beim mittleren Hülsenhub gerade die Lage genau oberhalb oder unterhalb der Wellenachse durchmessen wird, während beim Spiel des Reglers kleine Ausschläge nach beiden Seiten erfolgen, so können in der Mittelstellung die im Schwerpunkt vereinigt gedachten Steuerteile eine Einwirkung auf den Regler nicht ausüben, da sie kein Moment in bezug auf die Regelwelle liefern. Aber bei Ausschlägen nach beiden Seiten werden Momente auftreten, die (bei kleinen Ausschlägen) etwa den Ausschlägen proportional, positiv oder negativ sind; und zwar wird die Regelwelle stets in die Mittellage zurückgezogen, wenn sich der Schwerpunkt unterhalb der Regelwelle befindet. Es werden dann, während die mittlere Umlaufzahl unverändert blieb, größere Änderungen der Umlaufzahl nötig, um einen bestimmten Reglerweg zu erzielen, die Kennlinie der Reglung wird also flacher verlaufen, dabei aber die des Reglers bei halbem Hülsenhub schneiden: die Reglung ist statischer als der Regler. — Umgekehrt nähert sich die Reglung mehr der Astasie als der Regler, die Kennlinie verläuft steiler, wenn sich der Schwerpunkt der Steuerungsteile oberhalb der Reglerachse befindet. Denn dann wollen die beim Ausschlagen aus der Mittellage frei werdenden Momente den Regler in die eine oder andere seiner Endstellungen ziehen. Die Reglung wird schwächer statisch, als der Regler es ist, oder gar sie wird überastatisch, wenn die Wirkung dieser Kräfte stärker ist als das an sich statische Verhalten des Reglers.

Wir fassen zusammen, daß also eine Erhöhung oder Erniedrigung der Umlaufzahl unter Aufrechterhaltung der Ungleichförmigkeit dann eintritt, wenn der Schwerpunkt der Steuergetriebeteile rechts oder links in gleicher Höhe mit der Regelwelle sich befindet. Es tritt eine Vergrößerung oder Verkleinerung der Ungleichförmigkeit ein, unter Aufrechterhaltung der mittleren Umlaufzahl, wenn der genannte Schwerpunkt unter oder über der Regelwelle liegt.

Wenn der Schwerpunkt in der Diagonale liegt, so braucht man nur an Stelle dieses Schwerpunkts zwei Teilschwerpunkte in der senkrechten und wagerechten Achse anzunehmen und sieht, daß nun die Kennlinie sowohl in der Neigung als auch in der Umlaufzahl im einen oder anderen Sinne und in jeder Kombination beeinflußt werden kann.

Außer der auf die Steuerungsteile wirkenden Schwerkraft kann bei Kolbenmaschinen noch der *Rückdruck des Steuerungsgetriebes* das Ver-

Digitized by Google

halten des Reglers wesentlich beeinflussen. Manche Steuergetriebe üben bei jedem Umlauf der Welle wechselnde Kräfte auf die Regelwelle aus, die einen ihrer Punkte festhalten oder ihn verstellen soll, um die Füllung zu ändern. Der Rückdruck wechselt in jedem Fall über den ganzen Umlauf der Maschine hin periodisch und bewirkt, wenn die auftretenden Kräfte groß genug sind, um die Unempfindlichkeit der Regelung (nicht: des Reglers) zu überwinden, das *Tanzen des Reglers*, von dem vorher schon die Rede war. Das Tanzen beseitigt die Unempfindlichkeit und ist daher, sofern es sich nicht um zu große Beträge handelt, als vorteilhaft anzusprechen. Aber außerdem ergibt der Rückdruck auch eine Veränderung in der Mittellage des Reglers, denn im allgemeinen ist der über den ganzen Umlauf genommene Integralwert der rückdrückenden Kräfte nicht gerade Null. Je nachdem; ob der Rückdruck den Regler aufwärts oder abwärts zu ziehen sich bestrebt, je nachdem wird die Umlaufzahl der Maschine erhöht oder erniedrigt. Überdies entsprechen verschiedenen Muffenstellungen, denen ja verschiedene Füllungen, also auch verschiedene Bewegungen des Steuergetriebes zugeordnet sind, im allgemeinen nicht die gleichen Integralwerte des Rückdruckes: der Rückdruck kann etwa bei hoher Hülsenstellung, im Leerlauf der Maschine, Null sein, beim Herabsinken des Reglers mit wachsender Leistung aber allmählich beträchtliche Werte annehmen. Je nach dem Sinn, in dem der Integralwert des Rückdrucks sich mit der Hülsenstellung verändert, kann auch die Neigung der Kennlinie sich in verschiedenartigster Weise verändern. Auch der Rückdruck kann also die Kennlinie sowohl verschieben als auch sie drehen.

Endlich kommt noch der Einfluß wechselnder Übertragungsarme in dem Stellzeug in Frage, also in der Verbindung zwischen Regler und Steuerung. Wir meinen hier nicht die Möglichkeit einer willkürlichen Längenänderung der Stellzeugorgane, von der § 152, Fig. 293 die Rede sein wird, sondern den Fall, wo die wirksamen (auf die Bewegungsrichtung des Gestänges projizierten) Hebellängen sich während der Hebeldrehungen ändern, denken also an den Einfluß einer *Verschränkung im Getriebe des Stellzeuges*. Solche Verschränkung führt ebenfalls regelmäßig zu einer Veränderung in der Neigung der Kennlinie.

Es ergibt sich aus diesen Überlegungen und aus Fig. 269 die Notwendigkeit, das Verhalten der Reglung im Betriebe wohl zu unterscheiden vom Verhalten des freien Reglers. Es ergeben sich aber auch die Mittel, mit deren Hilfe man auf alle Fälle die Kennlinie nach Lage und Neigung in eine gewünschte Lage zurückbringen kann, wenn sie durch irgendwelche Einflüsse, sei es durch das Gewicht des Steuergestänges, sei es durch den Rückdruck oder durch Verschränkung aus der gewünschten Lage gebracht worden ist. Es ist das durch Anbringung passender Gewichte ober- oder unterhalb, rechts oder links von der Steuerwelle möglich — auch wohl durch Federn.

**149. Arbeitsvermögen des Reglers und der Reglung.** Um das Arbeitsvermögen des Reglers zu bestimmen, wird die Kraft $S$, die an der Muffe aufzuwenden ist, um den Regler anzuheben, in ihrer Abhängigkeit vom Hub $r$ der Muffe gemessen; letzterer kann zweckmäßig von

Digitized by Google

der Ruhelage an gemessen werden, die durch einen Anschlag der Muffe bestimmt zu sein pflegt.

Wir fassen die Reglermuffe mittels eines Umführungsgestänges mit dem Kranhaken unter Zwischenschaltung einer passenden Federwage und können durch vorsichtiges Anziehen des Hakens die Reglermuffe allmählich heben und zueinandergehörige Werte des Hubes und des Muffendruckes ermitteln. Meist wird es genauer sein, die Reglermuffe gegen eine Brückenwage abzuklotzen und wieder die zum Heben der Muffe erforderlichen Kräfte durch Auswiegen festzustellen. In beiden Fällen bringt die Reibung einen Fehler in die Messung, den man am

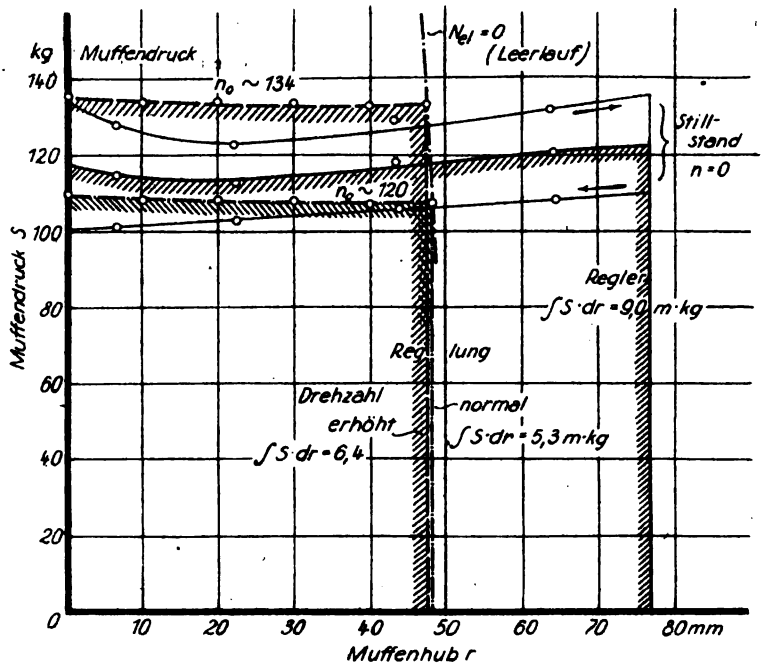



Fig. 277. Arbeitsvermögen des Reglers und der Reglung.

einfachsten unschädlich macht, indem man zueinandergehörige Werte von oben und von unten kommend nimmt und deren Mittel für den reibungsfrei gedachten Regler gelten läßt.

Das Ergebnis einer solchen *Auswiegung des Muffendruckes* des Reglers allein zeigt Fig. 277 unter dem Kennwort: Stillstand, $n = 0$. Die Punkte für Aufwärts- und Abwärtsgang sind eingetragen, die Mittelwerte graphisch gebildet, sie zeigen den Verlauf des Muffendruckes $S$ als abhängig vom Muffenhub $r$. Der Muffendruck ist nicht bei jedem Regler so annähernd konstant wie in Fig. 277.

Das Diagramm Fig. 277 stellt die Wege der Muffe als abhängig von den zum Bewegen erforderlichen Kräften dar; so bedeutet also die unter der Muffendruckkurve liegende Fläche die Arbeit, die aufzuwenden

Digitized by Google

ist, um die Muffe zu verstellen. Diese Arbeit, die wir beim Versuch von außen zuführen, um das belastende Gewicht zu heben (bei Gewichtsreglern) oder die Feder zu spannen (bei Federreglern), wird im Betriebe durch die Fliehkraft der Schwungmassen hergegeben, er gibt also ein Maß für den im Regler stattfindenden Energieumsatz. Die durch Planimetrieren zu findende Fläche ist das *Arbeitsvermögen* (besser: der *Arbeitsumsatz*) des Reglers. In Fig. 277 findet sich das Arbeitsvermögen

$$\mathfrak{A} = \int S \cdot dr = 9{,}0 \text{ m} \cdot \text{kg} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

Das Arbeitsvermögen ist der Maßstab für die Größe des Reglers. Im Betriebe muß der Regler die der Verstellung der Steuerungsteile widerstehenden Reibungskräfte überwinden. Er wird sich trotz dieser zu leistenden äußeren Arbeit — zu der übrigens noch immer die durch die Unempfindlichkeit gegebene Reibung im Regler selbst tritt — um so genauer in die durch seine Kennlinie bestimmte Sollstellung begeben, je größer der Arbeitsumsatz im Innern des Reglers ist, je weniger also die außen zu leistenden Arbeiten ihn zu stören vermögen. Dabei ist es für das saubere Arbeiten grundsätzlich belanglos, ob kleine Muffendrucke auf großen Wegen oder große Drucke auf kleinen Wegen übertragen werden, da man die Wege durch passende Anordnung des Hebelwerkes zur Steuerung entsprechend ändern kann.

Die Reglung nutzt nach Maßgabe von Fig. 270 den oberen Teil des Muffenhubes nicht aus. Dazu kommt, daß durch den Anbau der Maschinensteuerung an den Regler dessen Drehzahl verringert wird, das heißt auch die Arbeitshergabe der Fliehkraft beim Ausschlagen der Pendel und daher das Arbeitsvermögen. Aus beiden Gründen ist das *Arbeitsvermögen der Reglung* kleiner als das des Reglers. Es wird für die Reglung durch die links schraffierte Fläche gegeben, die die Anschrift $n \sim 120$ trägt, und beträgt 5,3 m kg. — Wenn man jedoch durch Verschieben des wagerecht laufenden Gewichts (Fig. 273) in seine andere Endstellung die Drehzahl auf $n \sim 134$/min vergrößert, vergleiche Fig. 274, so steigt der Muffendruck, weil das Gewicht die Muffe zusätzlich belastet; der ausgenutzte Hub wird (unwesentlich) kleiner. Das Arbeitsvermögen ist nun durch Planimetrieren zu 6,4 mkg zu finden.

Die Muffendrucke der Fig. 277 sind sämtlich durch Auswiegen der ruhenden Reglung gefunden. Man kann sie auch *im Gang der Maschine durch Ändern der Drehzahl* finden. Einerseits müssen sich die umgesetzten Arbeiten der Fliehkraft wie die Quadrate der Drehzahlen verhalten, andererseits ist der Unterschied der Arbeitsvermögen in zwei Zuständen des Reglers einfach durch die Arbeit des verschobenen oder hinzugefügten Gewichtes gegeben. Die hiernach nötigen Zahlen sind sämtlich bekannt oder meßbar. Es ist in den beiden mit 1 und 2 zu bezeichnenden Zuständen:

$$A_1 : A_2 = 120^2 : 134^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

Andererseits ist das Laufgewicht 18,15 kg bei der Drehzahlerhöhung um 0,2 m verschoben geworden und hat beim ausgenutzten Reglerhub eine Bewegung vollführt, die dadurch festliegt, daß die Muffenbewegung von $\sim 0{,}047$ m am Arm 0,141 m die Regelwelle erfaßt, auf der doch auch

Digitized by Google

das Laufgewicht sitzt. Unter Vernachlässigung der Bogenform ändert das Laufgewicht seinen Weg also um $0{,}047 \cdot \frac{0{,}2}{0{,}141} = 0{,}067$ m, und nun ist

$$A_2 - A_1 = 18{,}15 \cdot 0{,}067 = 1{,}22 \text{ m kg} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

Aus (10) und (11) ist zu errechnen:

$$A_1 = 4{,}9 \text{ m kg bei } n = 120/\text{min}$$
$$A_2 = 6{,}1 \text{ m kg bei } n = 134/\text{min},$$

beides etwas kleiner als die Ergebnisse der Wägung; die Einführung der Drehzahl ist offenbar zu ungenau, zumal in der Differenz.

**150. Dynamisches Verhalten der Reglung.** Alles bisher Gesagte bezog sich auf die Frage, wie sich die verschiedenen auf die Reglung bezüglichen Größen gegeneinander unter dem Einfluß des Reglers einstellen. Wir wenden uns nun der Frage zu, in welcher Weise der Regler den Übergang von einer Einstellung auf eine andere vollzieht, und halten uns dabei sogleich an das konkrete Beispiel, nämlich eine weitere Versuchsreihe an der gleichen Maschine.

An die Maschine wird angebaut ein Tachograph (Techn. Mess. § 39), der die Umlaufzahl der Maschine als abhängig von der Zeit auf einen Papierstreifen verschieden einstellbarer Geschwindigkeit aufschreibt. Der Tachograph hat noch einen zweiten Schreiber, der die Aufzeichnung des Hülsenhubes übernimmt. In irgendwelcher Weise wird dazu die Reglermuffe durch Draht oder Schnurtrieb möglichst starr mit jenem zweiten Schreiber verbunden. So werden die Werte $r$ und $n$ als abhängig von der Zeit — genauer: abhängig vom Weg der Maschinenkurbel — aufgetragen. Man erhält *Tachogrammstreifen*, von denen ein normaler in Fig. 278 (auf Tafel I) dargestellt ist. Die Kurve der Muffenhube und die der Drehzahlen waren in Wahrheit durcheinanderlaufend (auf einem Streifen) aufgenommen und sind nachher auseinandergezeichnet.

Bei diesem und den späteren Streifen wurde die Belastung der Maschine von halber Last auf volle gesteigert, dann wurde auf halbe Last und weiterhin auf Leerlauf zurückgegangen, zum Schluß wieder auf halbe Last übergegangen. Die Maschine lief so zwischen den einzelnen Versuchen gleichmäßig mit halber Last. Dadurch wurde für gleichmäßige Erwärmung der Zylinder unter Vermeidung übermäßigen Dampfverbrauchs gesorgt, auch blieb der Kessel gut konstant belastet — Maßnahmen, die bei Ausführung solcher Versuche sehr wesentlich sind. Ebenso konstant belastet bleibt der Wasserwiderstand, auf den die Dynamo arbeitet; er bestand aus zwei Teilen, die so abgeglichen wurden, daß jeder halbe Last darstellt; da aber jeder durch Einlegen oder Herausreißen eines Schalters an- und abgeschaltet werden kann, so ist sprungweise der Übergang auf die schon genannten Lasten $^1/_2 - 1 - {}^1/_2 - 0 - {}^1/_2$ möglich.

Zunächst war die *Reglung* vollständig *normal*, Fig. 278. Jeder Übergang von einer Belastung auf die nächste veranlaßt $n$ und $r$, die ihr gemäß Fig. 270 und 274 zukommenden neuen Werte anzunehmen; die Plötzlichkeit des Übergangs löst Schwingungen aus, die genug gedämpft und gering genug sind, um zu Bedenken keinen Anlaß zu geben.

Digitized by Google

Im einzelnen läßt sich folgendes bemerken: Besonders beim Übergang auf den Leerlauf sieht man, wie die Drehzahl mit der Belastungsänderung augenblicklich und in scharfem Winkel zu steigen beginnt; der Regler hingegen beginnt seine Bewegung nur allmählich und im Bogen. Für den Regler nämlich ist die treibende Kraft die Abweichung der wirklichen Drehzahl $n$ von der seiner augenblicklichen Stellung $r$ zugeordneten $n_r$; es gilt

$$\frac{d^2 r}{dt^2} = \frac{A_1 (n - n_r)}{m_r} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (12)$$

wenn $m_r$ die Masse aller an der Bewegung der Reglermuffe teilnehmenden Teile bezogen auf die Muffenbewegung ist und $A_1$ diejenige Richtkraft, die an der Muffe wachgerufen wird, wenn der Regler eine Umdrehung mehr macht, als seiner augenblicklichen Stellung entspricht. Proportionales Anwachsen der Richtkraft ist vorausgesetzt und in engen Grenzen vorhanden.

Das Wandern des Reglers hat also vorgängiges Entstehen der Richtkraft zur Voraussetzung, und daher eilt die Kurve der Reglerstellung derjenigen der Drehzahl von Anfang an und dauernd weiter um $^1/_4$ Periode nach. Die Drehzahl ihrerseits gehorcht dem Beschleunigungsgesetz

$$\frac{d^2 \omega}{dt^2} = \frac{M_1 \cdot (r - r_n)}{J} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (13)$$

worin $\omega = \frac{n}{9{,}55}$ die Winkelgeschwindigkeit, $J$ das Trägheitsmoment der umlaufenden Maschinenteile ist, $r$ die wirkliche und $r_n$ die der augenblicklichen Drehzahl zugeordnete Reglerstellung, endlich $M_1$ derjenige Zuwachs an treibendem Moment, der dem Steigen des Reglers um die Einheit entspricht; vorausgesetzt ist hierbei freilich, daß das belastende Moment von der Drehzahl unabhängig ist, daß also der Maschinensatz keine Selbstreglung (§ 154) besitzt.

Die Kurven der $n$ und der $r$ sind also einander zugeordnete, um $^1/_4$ Periode gegeneinander verschobene gedämpfte sinusartige Kurven. Dabei ist bei beiden die Sinusform unrein; bei der $n$-Kurve ist sie ins Spitze verzerrt, bei der $r$-Kurve umgekehrt sind die größten Ausschläge breitgedrückt. Wir werden das später (§ 151) als eine Folge der Reglerreibung erkennen.

Die Schwingungen sind nach Amplitude und Anzahl am stärksten beim Übergang auf Leerlauf; kaum vorhanden sind sie beim Übergang auf Vollast. Zum Teil mag bei voller Last die Reglerbewegung durch Anstoßen an die Hubbegrenzung zum Vorteil des Vorganges abgefangen worden sein. Vor allem aber kommt bei hoher Belastung die *Selbstreglung* des Maschinensatzes der Wirksamkeit der Reglung zu Hilfe. Unter der Selbstreglung versteht man die Eigenschaft des belasteten Maschinensatzes, daß mit wachsender Drehzahl die Leistungsaufnahme der Belastung (Kurve 3, 4, 5 in Fig. 271) schneller zunimmt als die Leistungshergabe der Maschine (Kurve 1, 2). Je mehr sich also die Tangenten der beiden in Fig. 271 zur Abgleichung kommenden Kurven in der Richtungskonstanten unterscheiden, desto größer ist die Selbstreglung. Ist ein Dynamosatz mit Ohmschen Widerständen — z. B. Glühlampen —

Digitized by Google

belastet, so wächst mit der Maschinendrehzahl proportional die Spannung, damit zugleich und proportional die Stromstärke; die in den äußeren Widerstand gehende Leistung nimmt also quadratisch mit der Drehzahl zu, und wenn die Leistung der Kraftmaschine durch eine Leistungsparabel nach § 4 festgelegt ist, so hat der Maschinensatz Selbstreglung. Viel stärker ist die Selbstreglung, wenn die Dynamo mit einer starken Batterie oder mit anderen starken Dynamos parallel läuft. —

Ein bemerkenswertes Ergebnis hat noch folgende Konstruktion in Fig. 278. Wir verlängern durch die Schwingungen hindurch die neuen Sollwerte von $n$ und $r$ nach vorn und erhalten dadurch die Punkte $A$ und $B$. $A$ projizieren wir senkrecht herab in die $r$-Kurve, $B$ senkrecht herauf in die $n$-Kurve. In $A$ hatte die Drehzahl ihren neuen Sollwert erreicht; dort hätte also der ganze Regelvorgang beendet sein können, wenn nur der Regler in seiner neuen Sollstellung und in Ruhe sich befunden hätte: $\Delta_1$ ist die *notwendige Änderung der Drehzahl*. Nun ist aber zur Zeit von $A$ der Regler noch kaum aus seiner alten Stellung verschoben; seine Trägheit also bewirkt, daß noch fast die frühere Aufnahme statthat und daher die Drehzahl sich weiter verändert: die *Trägheit des Reglers* bewirkt sein Nachhinken und daher ein Überregeln. In $B$ aber ist die neu zu erwartende Reglerstellung und daher die neu zu erwartende Aufnahme erreicht und damit der äußere Anlaß zum weiteren Steigen der Drehzahl benommen. Trotzdem sehen wir die Drehzahl noch ein wenig über $B$ hinaus sich verändern. Das ist nur möglich, weil der Aufnehmer der Maschine einen Energiespeicher bildet, dessen Druck sich erst nach Maßgabe der Abnahme durch den NDZ auf den neuen Druck einstellt. Zur Zeit $B$ erhält also wohl der HDZ die dem neuen Zustand entsprechende Energie, der NDZ aber noch nicht ganz; letzterer also veranlaßt die Drehzahl, sich auch hinter $B$ noch etwas im gleichen Sinne zu verändern. Wir erkennen also in $\Delta_2$ die Überreglung infolge der Reglerträgheit, und in $\Delta_3$ diejenige infolge der *Speicherwirkung des Aufnehmers*.

Da solche Speicherwirkung in einer Gasmaschine nicht vorhanden ist, so zeigen deren Reglungsdiagramme das Überregeln $\Delta_3$ nicht, siehe später Fig. 285.

**151. Einfluß der Reglereigenschaften auf den Regelvorgang.** Das Regeldiagramm Fig. 278 soll als normal den folgenden Vergleichen zugrunde gelegt werden, weil es gute Reglungsverhältnisse zeigt, und weil die Reglung der in Frage kommenden Maschine nun einmal so abgestimmt war. Es ist in Fig. 279 zunächst noch einmal, und zwar auf langsamer ablaufendem Papierband dargestellt, um für den Vergleich mit den folgenden Diagrammen denselben Maßstab zu haben.

Dem sind entgegengestellt zunächst in Fig. 279 bis 282, Tafel I, einige Diagramme mit *abweichenden statischen und dynamischen Eigenschaften des Reglers*, und in Fig. 286 bis 290, Tafell II, einige mit verschiedenen Dämpfungsverhältnissen.

In Fig. 279 sind zunächst je 0,32 m über und unter der Regelwelle je ein Gewicht von 10 kg angebracht, die nach § 147, auf die Reglermuffe bezogen, einen Zuwachs der Reglermasse um 103 kg bedeuten,

Digitized by Google

während die eigentliche Reglermasse mit 130 kg Gewicht anzusetzen war; die Vermehrung ist also bedeutend. Diese *Vermehrung der Masse* hatte z. B. die Wirkung, daß das Tanzen des Reglers erheblich eingeschränkt wird, Fig. 283, *b* gegen *a*. Die statischen Verhältnisse aber werden nicht beeinflußt, Fig. 275. Auch für den Regelvorgang ist die bedeutende Vermehrung der Masse fast belanglos, wie Fig. 280 im Vergleich zu Fig. 279 zeigt: die Schwingungen von $r$ und $n$ verlaufen zwar etwas langsamer, aber doch charakteristisch ähnlich wie in Fig. 279. — Hieraus ziehen wir vor allem den Schluß, wenn im folgenden hie und

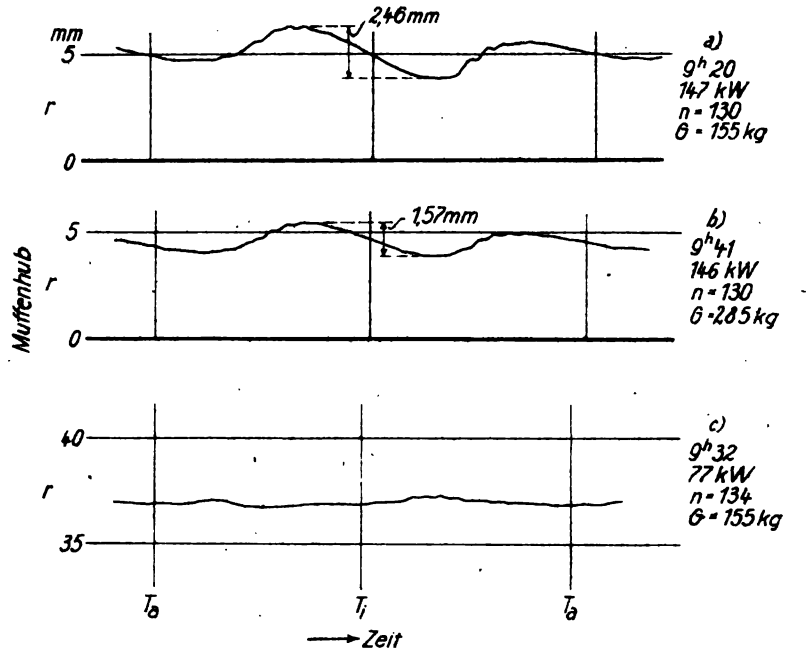



Fig. 283. Dynamische Rückwirkung der Steuerung auf den Regler (Kurven des Reglertanzes durch Rückdruck). a) und b) Verschiedene Reglermasse, entsprechend dem Gewicht $G$. c) Kleinere Belastung der Maschine.

da durch Anbauten auch die Masse der Reglung beeinflußt wird, doch diese Veränderung für die zu beobachtenden Erscheinungen belanglos sei.

Die Reglung, gleich, ob mit normaler oder mit vergrößerter Trägheit arbeitend, hat einen Ungleichförmigkeitsgrad von 5,7%, wie aus § 147, Fig. 275 ersichtlich. Es wurde nun der *Ungleichförmigkeitsgrad* einmal *vergrößert*, ein zweites Mal *verkleinert*. Das wurde, wie auch aus § 147 bekannt, durch Anbringen eines Gewichtes unterhalb bzw. oberhalb der Reglerwelle erreicht. Fig. 281 zeigt das Tachogramm des stärker statischen Reglers bei den vier Belastungssprüngen, Fig. 282 dasselbe für den weniger statischen Regler. Die Endwerte von Drehzahl und Hülsenhub sind schon in Fig. 275 zur Darstellung gebracht.

Digitized by Google

Was das Verhalten bei Belastungssprüngen anlangt, so bewirkt der stärker statische Regler zwar auch die Einregelung gut, sogar besser als der normale, insofern, als die auftretenden Schwingungen noch schneller abklingen.

Unzuträglichkeiten hingegen ergeben sich, wenn der Regler ganz wenig statisch gemacht ist. Obwohl die Astasie auch bei dem letzten Diagramm Fig. 282 durchaus nicht ganz erreicht ist, so zeigen sich doch bei den Belastungssprüngen stärkere Schwingungen; beim Übergang auf halbe oder volle Last sind sie zwar immerhin noch gedämpft; beim Übergang auf Leerlauf aber kommen die Schwingungen nicht nur nicht mehr zur Ruhe, sondern die Amplituden vergrößern sich sogar langsam; kurzes Anhalten der Hand läßt sie dann an der gekennzeichneten Stelle zur Ruhe kommen. Das schlechte Regeln im Leerlauf hat im Fehlen der Selbstreglung der Dynamomaschine seine Ursache.

An sich aber wäre es das Ideal einer Reglung, daß die Maschine bei allen Belastungen die gleiche Drehzahl machte, daß also die Reglung mit dem Ungleichförmigkeitsgrad Null arbeiten, astatisch sein könnte. Die Diagramme lassen aber erkennen, daß ein Regler bei Belastungssprüngen unbrauchbar ist, sofern er sich der Astasie zu sehr nähert. Dagegen ist es zwecklos, den Ungleichförmigkeitsgrad allzu weit zu steigern, da dann eine wesentliche Verminderung der Schwingungen doch nicht mehr erreicht wird, andererseits aber die Abhängigkeit der Drehzahl von der Belastung unnütz stark wird.

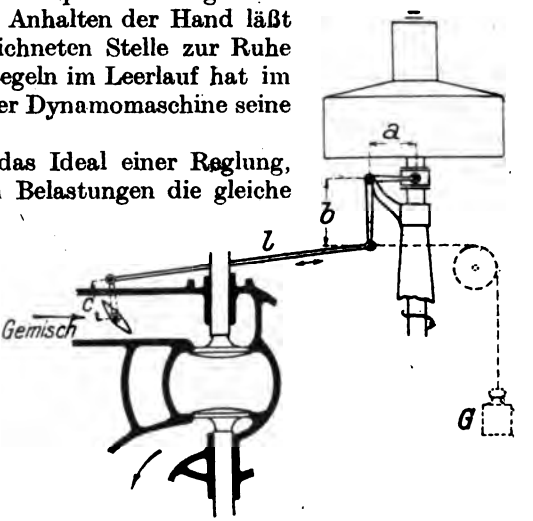



Fig. 284. Reglung einer Gasmaschine mit Drosselklappe als passivem Regelorgan.

Stehen die beiden Gesichtspunkte: möglichst geringer Abfall der Drehzahl von Leerlauf bis Vollast, andererseits Vermeidung allzu großer Schwingungen bei Belastungssprüngen, einander gegenüber, so wird man die Folgerung aus den besprochenen Versuchen ziehen dürfen, man soll den Ungleichförmigkeitsgrad der Reglung so stark verkleinern, daß die Schwingungen bei Belastungssprüngen, insbesondere bei Übergang auf Leerlauf noch gerade zu ertragen sind. Man sieht, daß bei der untersuchten Reglung im normalen Zustand beide Gesichtspunkte gut gegeneinander abgeglichen sind. Eine Ungleichförmigkeit von 5,7% erweist sich in diesem Fall als geeignet.

Daß man unter anderen Verhältnissen mit viel kleinerem Ungleichförmigkeitsgrad auskommt, zeigt die Reglung einer Gasmaschine, die in Fig. 284 schematisch dargestellt ist und deren Reglungskennlinie

Digitized by Google

schon in Fig. 271 gegeben war. Da dort nur ein Ungleichförmigkeitsgrad von 2,7% ausgenutzt wurde, so könnte man erwarten, daß bei Belastungssprüngen unzuträgliche Schwingungen auftreten. In Fig. 285 sind die Regeldiagramme gegeben. Obwohl der Belastungssprung diesmal immer zwischen Voll und Leer ging und die halbe Last ausgelassen worden war, sind die Schwingungen doch durchaus erträglich; der veränderte Maßstab der Drehzahlen gegenüber Fig. 279 ist nämlich zu beachten. Die Schwankungen selbst beim Übergang von Voll auf Leer bleiben bei der Gasmaschine auf etwa $\pm$ 2%, während sie bei der Dampfmaschine beim Übergang von Voll auf Halb etwa ebensoviel, beim Übergang von Halb auf Leer aber etwa $\pm$ 4% des zu erwartenden Endwertes betragen. Der Grund ist in der geringeren bei

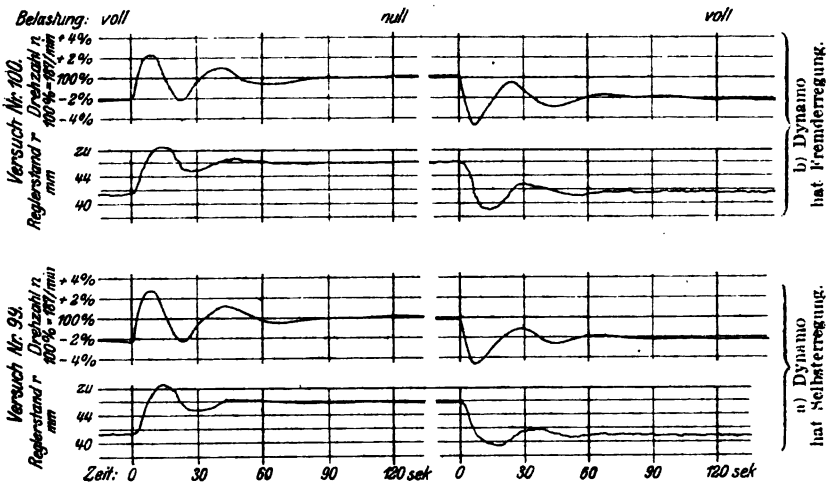



Fig. 285. Reglungsvorgang in einer Gasdynamo. 1/3 nat. Gr.

der Gasmaschine zu überwindenden Reibung zu suchen; es ist nur eine einfache Drosselklappe zu drehen, Fig. 284, die überdies bei Gas nicht nach außen sonderlich dicht zu sein braucht, also keiner Stopfbüchse bedarf. Daher ist die vom Regler zu leistende Verstellarbeit nur klein. Daß aber der Einfluß einer in der Reglung vorhandenen Reibung in diesem Sinne liegt, werden wir sogleich sehen. —

Nun wieder an der Reglung der Dampfmaschine wird der *Einfluß verschiedener Dämpfungsverhältnisse* durch die Diagrammreihe Fig. 286 bis 290, Tafel II belegt. Die Dämpfung wird einmal durch eine mechanische Reibung, ein zweites Mal durch eine eigentliche (molekulare) Dämpfung mittels einstellbarer Ölbremse erzeugt.

Zu dem Zweck kann man künstlich eine Reibung erzeugen mit Hilfe der in Fig. 273 bereits schematisch angedeuteten Vorrichtung. Zwei Backen pressen mit der Kraft $R'$ gegen eine Platte, die bei Bewegungen der Regelwelle zwischen ihnen hin und her bewegt wird. Die Pressung $R'$ bedingt Kräfte $R$, die sich, stets der erstrebten Bewegung entgegen-

Digitized by Google

gesetzt, aber der Größe nach von ihr unabhängig, jeder Regelbewegung entgegensetzen. Da $R$ im Abstande $x$ von der Regelwelle angreift, so erfährt die Regelwelle Momente $-Rx$, die Reglermuffe aber Kräfte $-\frac{Rx}{a}$, die bei jeder erstrebten Bewegung überwunden werden müssen. Der Wert von $R$ kann versuchsweise bestimmt und durch Änderung von $R'$ auf einen passenden Wert gebracht werden. — Etwas einfacher, aber weniger gut definiert wird die Versuchseinrichtung, wenn man auf die Regelwelle oder auf eine mit ihr verbundene Scheibe oder auch einfach an der Hängestange hölzerne Klemmbacken bringt, die sich nach Bedarf anziehen lassen und die an der Bewegung gehindert werden. Das Ganze entspricht dann durchaus einem Bremszaum (Techn. Mess. § 76); wie bei jenem ist eine federnde Klemmung für das gleichmäßige Arbeiten empfehlenswert.

Statt der künstlichen Reibung kann eine hydraulische Dämpfung angebracht werden; dazu tritt eine Ölbremse an die Stelle des Klemmgetriebes, und diese übt statt der konstanten Kraft $R$ nun eine Kraft $-D = c \cdot w$ aus, worin $c$ eine Konstante ist, die sich wieder versuchsmäßig finden läßt, $w$ aber die Geschwindigkeit des Kolbens im Bremszylinder. $c$ macht man zweckmäßig veränderlich durch Anbringen eines Umlaufes zwischen den beiden Zylinderseiten mit verstellbarem Drosselventil: je enger der Durchgang, desto größer $c$.

Der grundsätzliche Unterschied zwischen der Dämpfung (im engeren Sinn), wie sie durch die Ölbremse hervorgebracht wird, also durch die Drosselung einer Flüssigkeit in engem Querschnitt, und der mechanischen Reibung (Klemmung) ist also: Die Dämpfung bringt Kräfte hervor ungefähr der Geschwindigkeit proportional. Sie bringt daher nur bei größeren Geschwindigkeiten merklichen Widerstand, kleinen Geschwindigkeiten widersteht sie kaum: Die von ihr ausgeübte Kraft konvergiert zugleich mit der Geschwindigkeit gegen Null.

Die mechanische Reibung dagegen bringt eine Kraft hervor, die im wesentlichen unabhängig von der Geschwindigkeit ist, höchstens daß man ihr vielfach nachsagt, es sei die Reibung der Ruhe größer als die der Bewegung, das heißt, das erste Loslösen der durch Reibung bewirkten Hemmung aus der Ruhelage erfolge gegen einen größeren Widerstand, als er späterhin der Bewegung entgegensteht. Jedenfalls sind die Kräfte auch gegenüber langsamster Bewegung von endlichem Wert. Das führt leicht zu sprungweise vor sich gehenden Bewegungen. Die Wirkung dieser beiden Arten der Dämpfung sind grundverschieden voneinander, ja in bezug auf die Reglung führen sie zu geradezu entgegengesetzten Resultaten. Bei Beurteilung der Versuchsergebnisse bleibt zu beachten, daß die Reglung schon auf alle Fälle durch Reibung und wohl auch molekular gedämpft ist. Es handelt sich also immer nur um eine künstliche Vergrößerung der Dämpfung.

Den *Einfluß mechanischer Reibung* (Klemmung) zeigt das Diagramm Fig. 286. Der Betrag der Reibung war durch eine Eichung festgelegt worden, indem Gewichte passend an das Geklemme gehängt wurden, bis sie durchzogen. Umrechnung nach den Hebelarmen ergab, daß bei



Digitized by Google

dem Versuch $\pm$ 12 kg Reibungskraft auf die Muffe des Reglers ausgeübt wurden. Da nach Fig. 274 der Muffenkraft 121 — 108 = 13 kg eine Drehzahländerung um etwa 7 Umläufe entspricht, so bleibt nach Anbringung unserer Klemmung die Drehzahl um $\pm \frac{12}{13} \cdot 7 = \pm 6{,}5$/min unbestimmt. In der Tat finden wir schon in Fig. 275, daß sich die Punkte mit Reibung in diesen Grenzen vom Sollwert der Reglerkennlinie entfernen.

Das Regeldiagramm Fig. 286 indessen zeigt am deutlichsten beim Übergang auf Leerlauf, daß der Regler in der Tat immer wartet, bis die Drehzahl entsprechend geändert ist, worauf er dann einen Sprung über das Ziel hinaus macht, um in der neuen Stellung zu verharren. Das Diagramm der Reglerbewegung wird daher trapezartig-zickzackförmig. Unter dem Einfluß dieser Reglerbewegung macht die Drehzahl Änderungen durch, die jeweils Teile von Kurven sind, die sich der dem vorübergehend festen Reglerstand zugeordneten Drehzahl asymptotisch nähern würden, machte nicht vorher der Regler einen neuen Sprung. Die Linie der Drehzahlen verläuft also dreieckigzickzackförmig. Immerhin kommt bei diesem Betrag der Klemmung die Reglung noch von selbst in eine Ruhestellung.

Der *Einfluß molekularer Dämpfung* wird in den Diagrammen Fig. 287 und 288 gezeigt. In einem Vorversuch war der Kolben der Ölbremse mit Gewichten belastet und seine Geschwindigkeit unter ihrer Einwirkung beobachtet worden; dies unter der Annahme quadratischer Änderung und unter Beachtung der Hebellängen auf Muffenkraft umgerechnet, hatte ergeben

für Fig. 287, 1 Umlauf offen: Muffenkraft 1,03 kg bei 1 mm/sek
„ „ 288, $^1/_2$ „ „ „ 102 „ „ 1 „
Muffengeschwindigkeit.

Die Dämpfung ist also, bei Verwendung sehr dickflüssigen Öles als Umlaufmittel, außerordentlich viel schneller gewachsen, als der gemessene Querschnitt abgenommen hatte.

Die Regeldiagramme sind unter dem Einfluß der Dämpfung sehr schön rein als ein Paar von gedämpften Sinuslinien erhalten worden, die einander als voneinander abgeleitet zugeordnet und daher um 90° in der Phase gegeneinander verschoben sind. Es zeigt sich also, daß die molekulare Dämpfung die Reinheit der Sinusform fördert. Denn in den normalen Regeldiagrammen Fig. 279 läßt sich ihre Verzerrung unter dem Einfluß der Reibung schon, schwächer als in Fig. 285, aber doch deutlich, erkennen.

Die Amplitude wie die Anzahl der im ganzen ausgeführten Schwingungen wie auch die Schwingungszeit wird durch die Dämpfung merklich vergrößert. Die Ausführung der schon an Fig. 278 erläuterten Zerlegung der gesamten Drehzahländerung zeigt, daß zu der notwendigen Drehzahländerung bis $A$ wieder die Überreglung durch Trägheit und diesmal eben auch durch Dämpfung des Reglers tritt, Senkrechte $BC$. Dagegen läßt sich der dritte Teil, das Überregeln durch

Digitized by Google

Speicherwirkung des Aufnehmers, nicht mehr erkennen: gegenüber den jetzt langsamer verlaufenden Regelvorgängen eilt der Aufnehmerdruck nicht mehr sichtlich nach. Bei stärkster Dämpfung, Fig. 288, wird sogar bei der Senkrechten $D$ vorzeitig ein Zustand erreicht, wo Reglerstand und Drehzahl einander zugeordnet sind und die Drehzahl daher zu steigen aufhört, obwohl der Regler noch weiter steigt.

Bei der schwächeren Dämpfung ergibt der Übergang von voller auf halbe Last eine Drehzahl-Amplitude bis $+8\%$, bei der stärksten sogar bis $+12\%$, während die Reglung im normalen Zustande nur $+2\%$ ergab, Fig. 279. Insoweit bedeutet also die Anbringung und Verstärkung der Dämpfung eine sehr merkliche Verschlechterung der Reglung. Ihre guten Seiten erweist sie in Fig. 289 und 290. Hier ist die Dämpfung einmal zugleich mit der Klemmung von der Größe wie bei Fig. 286, ein zweites Mal am beinahe astatisch gemachten Regler angebracht, der sich in Fig. 290 als mangelhaft erwies und namentlich für den Übergang auf Leerlauf ganz unbrauchbar war. Die Ölbremse verbessert in beiden Fällen die Verhältnisse sichtlich, dämpft insbesondere auch die astatische Reglung beim Übergang auf Leerlauf sicher ab. Aber doch zeigen die Kurven deutlich: Die Verwendung der Ölbremse ist ein Notbehelf, um eine Reglung brauchbar zu machen, wenn sie übermäßige Reibung hat oder wenn, bei nicht mehr zu verringernden Reibungswiderständen, der Regler zu schwach oder zu nahe der Astasie ist. In diesen Fällen schafft die Anbringung einer Ölbremse eine große Besserung; ihre Anbringung verstößt aber gegen die allgemeine Regel beim Beseitigen von Maschinenfehlern: es solle nicht ein Fehler durch Gegenwirkung gelähmt, sondern es solle seine Ursache beseitigt werden. Man suche also alle vorhandenen Gelenkreibungen zu vermindern; man untersuche die statischen Verhältnisse der Reglung (nicht nur: des Reglers) und mache sie nach Befund etwas stärker statisch; oder endlich man bringe durch Änderung der Übersetzungshebel zwischen Regler und geregeltem Teil (z. B. Steuerung) die Arbeitsfähigkeit des Reglers so voll zur Geltung, wie die Rücksicht auf einen erforderlichen Sicherheitshub es zuläßt. Wenn alles dieses die Reglung nicht zum ruhigen Übergang von einer Belastung zur anderen bringt, so ist das Arbeitsvermögen des Reglers zu gering zur sicheren Beherrschung der Widerstände, und eine Auswechslung des Reglers gegen einen stärkeren ist am Platze.

Andererseits kann man, wo ein Regler reichlich ist, durch Ändern der Hebellängen, also der Beziehung des § 145

$$\varphi = f_2(r) \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (2)$$

eine Besserung erzielen in dem Sinne, daß man nur ein kleines Stück des Muffenhubes ausnutzt und daher die Ungleichförmigkeit der Reglung verringert, zugunsten gleichmäßiger Drehzahl bei allen Belastungen. Als Beispiel hierfür gaben wir schon die Reglung einer Gasmaschine, deren Verhalten in § 153 genauer erläutert werden soll.

**152. Anforderungen an die Reglung. Einfluß des Stellzeuges.** *Aufgabe der Kraftmaschinenreglung* ist es, die Drehzahl der Maschine auf



Digitized by Google

einem Wert festzuhalten, unabhängig von Änderungen der Belastung, unabhängig auch von den unvermeidlichen Änderungen äußerer Bedingungen, wie Schwankungen des Dampf- und Kondensatordruckes, des Heizwertes von Treibgas und ähnlichem. Dieser Aufgabe wird die Reglung zunächst einmal um so besser gerecht werden, je größer das ausgenutzte (§ 146) Arbeitsvermögen des Reglers ist; denn um so besser wird, bei gegebenen dem Regelvorgang entgegenstehenden Widerständen, die Einstellung auf die reibungsfreie Sollstellung erfolgen. Mit anderen Worten: der Regler darf nicht zu klein für die zu regelnde Steuerung sein, und die Verbindung zwischen ihm und dem passiven Regelorgan durch das Stellzeug soll so sein, daß das Arbeitsvermögen über eine genügende Strecke des Muffenhubes hin benutzt wird. Insoweit liegen also die etwa vorzunehmenden Verbesserungen eindeutig in einer Richtung.

Weniger klar liegen die Verhältnisse hinsichtlich des Ungleichförmigkeitsgrades. Je kleiner er ist, desto genauer erstrebt der Regler die Drehzahl bei allen Belastungen der Maschine — bei allen Muffenstellungen — auf genau den gleichen Wert einzuregeln. Aber ein Vergleich der Fig. 291a und b miteinander läßt erkennen, daß bei gegebener Unempfindlichkeit um so größere Abweichungen der Hülsenstellung und damit des Drehmoments vom Sollwert möglich sind, je steiler die Kennlinie verläuft. Ein steiler Verlauf hat daher Nachteile in dynamischer Hinsicht, die an Fig. 282 versuchsmäßig gezeigt wurden. Danach darf und soll man sich der Astasie so weit nähern, wie das dynamische Verhalten der Reglung es zuläßt. Dieses ist bestimmt durch das Verhältnis der verstellenden zu den widerstehenden Kräften in der Reglung — durch ausgenutztes Arbeitsvermögen einerseits und Unempfindlichkeit andererseits.

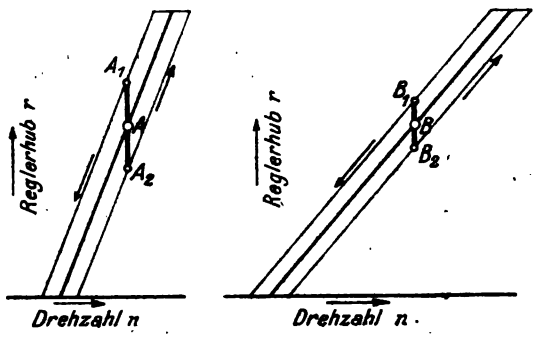



Fig. 291. Mögliche Abweichung des Hülsenhubes von der Sollstellung:
a) bei schwach statischem, b) bei stark statischem Regler.

Für die *Ausnutzung des Arbeitsvermögens* ist wesentlich die Anordnung des Stellzeuges und die Bemessung seiner Hebel- und Stangenlängen. Ihre Veränderung übt Einflüsse auf das Zusammenwirken der gesamten Reglung, die nicht mit den an Fig. 276 und 283 besprochenen Wirkungen des Rückdruckes und der Schwerpunktslage des passiven Regelorgans verwechselt werden dürfen. Diese Veränderungen wirkten nämlich nicht auf das Arbeitsvermögen der Reglung ein, die nun zu besprechenden tun es.

Man kann den Unterschied der beiden Beeinflussungen des Reglers durch die Steuerung auch an Hand der in § 145 schon gegebenen For-

Digitized by Google

meln klarstellen. Dort hatten wir folgende Zusammenhänge festgestellt: es ist

$$\text{für die Maschine } M_i \text{ (oder } N_i) = f_1(\varphi) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$
$$\text{für das Stellzeug} \qquad \varphi = f_2(r) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$
$$\text{für den Regler} \qquad r = f_3(n) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

so daß im ganzen eindeutig $n = F(N_i)$ wird. Durch den Rückdruck und die Schwerpunktslage des passiven Regelorgans wird die Beziehung (3) verändert, sie wird für den angebauten Regler eine andere als für den freien. Jetzt aber handelt es sich darum, daß man die Beziehung (2) überhaupt beliebig wählen kann. Von ihr haben wir noch gar nicht gesprochen, so wenig wie über (1).

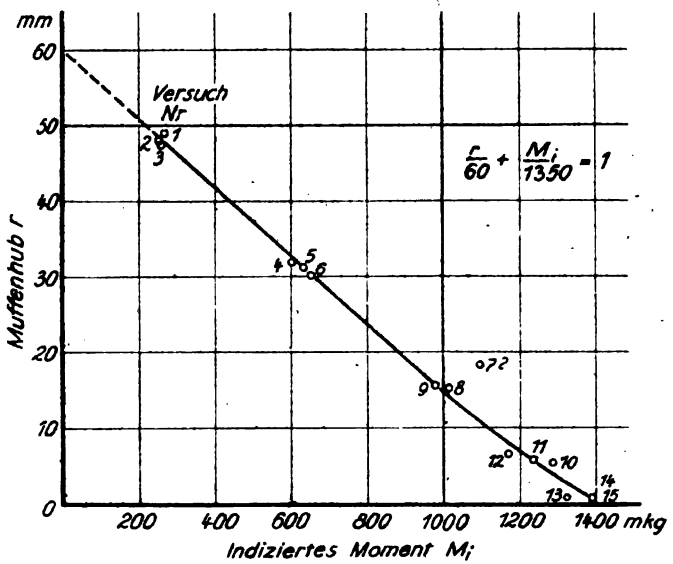



Fig. 292. Beziehung zwischen Muffenhub und indiziertem Moment als (fast) unabhängig von der Drehzahl.

Es sei deshalb zunächst noch in Fig. 292 gezeigt, wie die aus der Zusammenfassung von (1) und (2) entstehende Beziehung

$$r = f(M_i) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

unabhängig ist von der Drehzahl, solange das Stellzeug unverändert bleibt. Denn die aus Fig. 274 schon bekannten Versuche Nr. 1 bis 15 sind reihenweise zu dreien durch Steigern der Drehzahl entstanden, § 147. Die Zahlenwerte gibt Tabelle 91 auf S. 484.

Die Beziehung (1) ist nun aber (bei Kolbenmaschinen, soweit sie nicht Schnelläufer sind, Fig. 2, § 4, bei Kreiselradmaschinen, soweit sie nahe dem Bestwert arbeiten, Fig. 1, außerdem immer bei bestimmter Qualität des Energieträgers) eine Konstante der Maschinenabmessungen (der Zylinder- und Düsenmaße). Sie kann daher nicht geändert werden.

Digitized by Google

Eine Änderung der Beziehung (14) und Fig. 292 ist jedoch möglich durch Verändern von (2). Fig. 293 zeigt die Möglichkeiten.

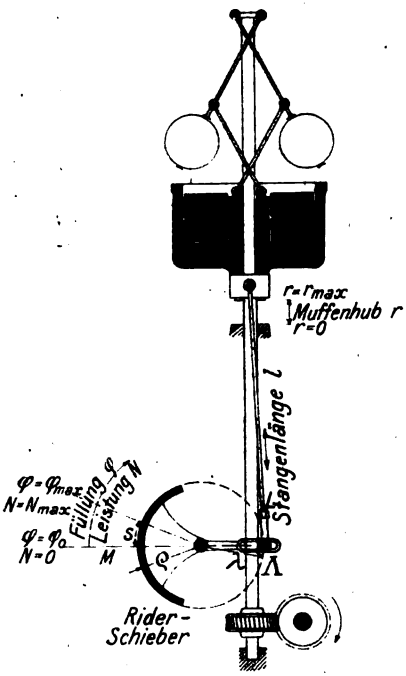



Fig. 293. Stellzeug mit zwei Verstellbarkeiten.

In Fig. 293 ist nämlich folgendes angedeutet. Für den Leerlauf der Maschine $N = 0$ ist eine bestimmte Füllung $\varphi = \varphi_0$ erforderlich. Die Mittellinie $M$ des Riderschiebers liegt dabei (zufällig genau) in der Horizontalen, das hängt ab von der gegenseitigen Orientierung des Riderschiebers zum oberen Spiegel des Grundschiebers. Die Höchstlast $N_{max}$ der Maschine wird vorgeschrieben sein, ihr entspricht eine Füllung $\varphi = \varphi_{max}$ sowie ein Bogen $s$, um den der Riderschieber sich drehen muß; $s$ hängt auch namentlich ab von der Neigung der schraubenartigen Schlitze in den beiden Schiebern. Nehmen wir die Schieber als gegeben an, so muß zu $\varphi = \varphi_0$ gehören $r = r_{max}$, und zu $\varphi = \varphi_{max}$ muß gehören $r = 0$ als Muffenhub des Reglers. Wollen wir einen bestimmten Hub $r_{max}$ des Reglers ausnutzen, so ist nur eine Länge $\lambda$ des Angriffshebels und nur eine Länge $l$ der Hängestange möglich, die zusammen die zwei Bedingungen erfüllen, daß nämlich die zwei Grenzen des verfügbaren Reglerhubes gerade den zwei Grenzen der Leistung entsprechen.

In Fig. 293 sind zwei Stellvorrichtungen angedeutet, bei deren Vorhandensein man den *Einfluß von Änderungen am Stellzeug* versuchsmäßig verfolgen kann. $\lambda$ kann durch $\Lambda$ und $l$ kann durch $L$ geändert werden.

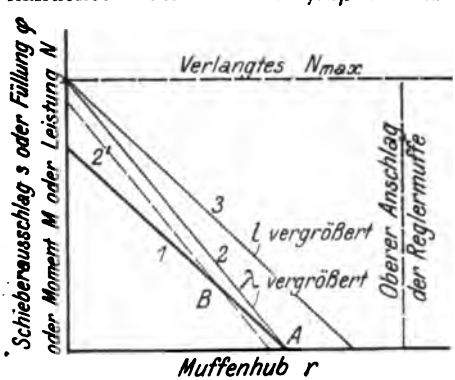



Fig. 294. Einfluß der beiden Verstellbarkeiten der Fig. 293 auf die Höchstleistung und auf die Ausnutzung des Arbeitsvermögens des Reglers, schematisch.

Habe sich praktisch beim Erproben einer Maschine die Beziehung 1 der Fig. 294 zwischen dem Reglerhub einerseits, der Füllung oder dem Drehmoment oder (bei jedenfalls annähernd konstanter Drehzahl auch) der Leistung ergeben; die erreichte Höchstleistung ist nicht die verlangte, nach Lage der Dinge kann man aber $s$ oder $\varphi$ noch vergrößern, ohne falsche Dampfeinströmung fürchten zu müssen oder an Vollfüllung zu kommen, man kann auch $r$ noch steigern, ohne dem oberen Regleranschlag zu

Digitized by Google

nahe zu kommen, also den Sicherheitshub zu weit zu verringern (z. B. für Schwingungen wie in Fig. 278).

Dann hat man die Wahl, entweder den Angriffshebel $\lambda$ des Gestänges am passiven Regelorgan zu verkleinern oder die Gestängelänge $l$ zu vergrößern. Es mögen bei anderen Steuerungsanordnungen andere Formen der Verstellmöglichkeit vorkommen, immer aber handelt es sich um den Unterschied der Änderung einerseits von *Hebellängen* $\lambda$, andererseits von *Stangenlängen* $l$. Beider Wirkung ist verschieden: Änderung von $\lambda$ ergibt Kurve 2, Änderung von $l$ ergibt Kurve 3, insbesondere also: erstere ergibt eine Drehung, letztere eine Parallelverschiebung der Kennlinie; beide Änderungen zusammen lassen jede Lage derselben im Schaubild erzielen.

Welche man vorzieht, bestimmt sich nach dem Bedarf an Arbeitsvermögen in der Reglung: geht man auf Kurve 3 über, so vergrößert man das Arbeitsvermögen entsprechend dem größeren ausgenutzten Hub. Wo aber der Regler reichlich groß ist, hat der Übergang auf Kurve 2 den Vorteil, daß die Drehzahl bei verschiedenen Leistungen besser gleich bleibt — kleinere Ungleichförmigkeit der Reglung. Überdies hat ein tunlichst kleines $r_{max}$ den Vorteil, die Reglerwege zu verkleinern und daher die Wirkungen des Reglernacheilens zu verringern, es bietet also, sofern das Arbeitsvermögen ausreicht, Aussicht auf geringste Schwingungen bei Belastungsänderungen.

Auch die Wirkung einer Verschränkung im Regelgestänge, wenn also $\lambda$ und $l$ nicht senkrecht aufeinander stehen und daher das Übersetzungsverhältnis sich ändert, ist gegebenenfalls zu beachten.

Mit wie geringen Reglerhüben man gelegentlich mit Vorteil auskommen kann, davon gibt Fig. 272 und 285 sowie das in § 153 zu Sagende ein deutliches Beispiel.

**153. Reglung einer Gasmaschine bis zur Überlastung.** Die in Fig. 284 dargestellte Gasmaschinenreglung nutzt in eigenartiger Weise nur einen Teil, und zwar ziemlich den oberen des Muffenhubes aus, Fig. 272. Die eigenartigen Verhältnisse, die sich hieraus ergeben, sollen untersucht werden.

Man bringt die Reglung einer Kraftmaschine zum Spielen durch Belasten der Kraftmaschine. Handelt es sich im vorliegenden Fall um eine Gasdynamo, so wird zu dem Zweck der Widerstand $W_A$ des äußeren Stromkreises verringert, meist indem man mehr und mehr Widerstände parallel zueinander zur Geltung bringt. — Der Beginn der Reihe im Leerlauf ist $W_A = \infty$; das ist für die Darstellung unbequem. Bequemere Proportionalitäten ergeben sich, wenn man die äußere Leitfähigkeit $1/W_A$ in Ansatz bringt, im Leerlauf ist $1/W_A = 0$. Gemessen ist dabei $J$ und $E$ an den Klemmen der Maschine, worauf sich $1/W_A = J/E$ errechnet: Stromaufnahme je Volt Spannung.

Mit zunehmender äußerer Leitfähigkeit nimmt $J$ und daher die Leistung $N_{el} = EJ$ zu, daher die Drehzahl $n$ etwas ab. Diese Abnahme hat zur Folge, daß beim Aufbringen von größerer Last die elektromotorische Kraft der Dynamo, als proportional der Drehzahl, sinkt; die Klemmenspannung tut es um so mehr, als auch der

Digitized by Google

Tabelle 92. Verhalten der Gasmaschinen-
Die Dynamo arbeitet

| | Versuch Nr. | | 89 | 90 | 91 |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Äußere Leitfähigkeit $J/E_p = 1/W_a$ | A/V | 0 | 0,113 | 0,227 |
| 2 | Feldreglerstellung $k$ | Kontakt Nr. | 3 | 12 | 20 |
| 3 | Erregerstrom $i$ | A | 0,57 | 0,67 | 0,76 |
| 4 | Zündung eingestellt | — | 14 | 12 | 10 |
| 5 | Zündungszeit vor dem Totpunkt | ° | —16,5 | —10 | —4 |
| 6 | Klemmenspannung $E_p$ | V | 222 | 222 | 221 |
| 7 | Elektrische Leistung $N_{el} = E_p \cdot J$ | kW | 0 | 5,55 | 11,1 |
| 8 | Drehzahl $n$ | /min | 192,0 | 190,1 | 186,7 |
| 9 | Reglerstand $r$ | mm | 44 | 42 | 28 |
| 10 | Volumetrischer Wirkungsgrad $\eta_v$ | — | 0,595 | 0,745 | 0,985 |
| 11 | Mischungsverhältnis $L/G$ | — | 12,0 | 10,4 | 9,3 |
| 12 | Gasaufnahme $G$ | $m^3\left(\frac{0}{760}\right)$/st | 4,92 | 7,15 | 10,28 |
| 13 | Lieferungsgrad $\eta_l$ | — | 0,44 | 0,57 | 0,76 |
| 14 | Indizierter Druck $p_i$ | at | 2,07 | 3,41 | 4,84 |
| 15 | Abgastemperatur | °C | 348 | 374 | 419 |

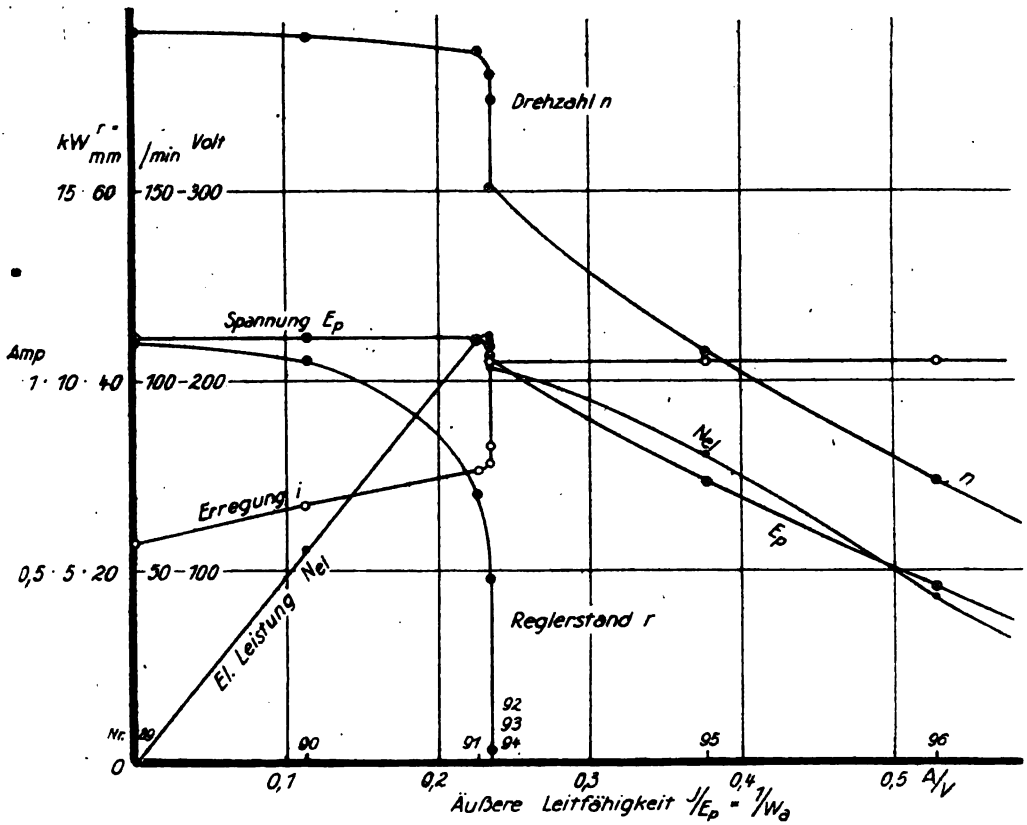



Fig. 295. Reglung einer Gasdynamo bis zur Überlastung.

Digitized by Google

reglung bei Überlastung.
mit Fremderregung.

| 92 | 93 | 94 | 95 | 96 |
|---|---|---|---|---|
| 0,235 | 0,235 | 0,235 | 0,377 | 0,528 |
| 22 | 25 | 41 | 41 | 41 |
| 0,78 | 0,82 | 1,05 | 1,05 | 1,05 |
| 10 | 10 | 10 | 8 | 9 |
| — 5 | — 6 | — 11 | — 9 | — 17,5 |
| 217 | 216 | 212 | 146 | 90 |
| 11,1 | 11,2 | 10,4 | 8,03 | 4,27 |
| 181,7 | 174,1 | 151,0 | 107,8 | 73,6 |
| 17,5 | 1,5 | 0 | 0 | 0 |
| 0,985 | 0,985 | 0,995 | 1 | 1 |
| 9,3 | 9,25 | 9,2 | 9,35 | 10,7 |
| 10,13 | 9,79 | 8,63 | 6,19 | 3,56 |
| 0,77 | 0,78 | 0,78 | 0,79 | 0,76 |
| 5,16 | 5,11 | 5,39 | 5,28 | 4,51 |
| 422 | 420 | 396 | 354 | 288 |

Spannungsverlust im Anker der Dynamo mit der Stromstärke wächst. Die Abnahme der Klemmenspannung $E$ unter beiden Einflüssen ist durch Bedienen der Feldreglung auszugleichen, man muß den Erregerstrom $i$ verstärken; das geht so lange, bis der Feldregler ganz ausgeschaltet ist und die Erregerwicklung unmittelbar an der Klemmenspannung liegt. Die Erregung nimmt bei der vorliegenden Dynamo auf $i_{max} = 1{,}05$ Amp bei 220 Volt Klemmenspannung zu.

In Tab. 92 und Fig. 295 ist das Versuchsergebnis gegeben. Zunächst wurde in zwei groben Stufen von Leerlauf bis etwa Vollast gegangen, Versuch Nr. 89, 90, 91; der Feldregler muß von Kontakt 3 bis Kontakt 20 nachgeregelt werden, dadurch bleibt die Spannung erhalten, obwohl die Drehzahl von 192,0 auf 186,7/min gefallen war. Nun wurde bei Versuch 92 die äußere Leitfähigkeit nur wenig, nämlich von 0,227 auf 0,235 A/V gesteigert; aber damit war, obwohl der Regler erst auf $r = 17{,}5$ mm angekommen war, doch die Höchstleistung schon überschritten; denn wenn wir den Feldregler von Kontakt 22 weiter auf 25 bringen, erreichen wir doch nicht mehr die verlangte Spannung: der Regler sinkt, mit ihm die Drehzahl, und dadurch wird die Spannung mehr herabgesetzt, als der Feldregler einbringen kann. Setzen wir vollends, Versuch 94 bis 96, den Feldregler auf das Ende, Kontakt 41, und steigern wir dann noch die Leitfähigkeit, so drücken wir nur bei aufsitzendem Regler die Drehzahl herab — die Maschine ist überlastet, linker Zweig der Leistungskurve Fig. 272, S. 482.

Diese Zusammenhänge sind das Äußere der Erscheinung; der innere Grund, weshalb die Steigerungsmöglichkeit nur bis $1/W_A \leqq 0{,}235$ geht, liegt im Energieumsatz. Bis zu Versuch 91 steigt der volumetrische Wirkungsgrad $\eta_{vol}$, der sich nach Maßgabe von § 95 den Indikatordiagrammen Fig. 296 entnehmen läßt. Bei Versuch 91 ist $\eta_{vol} = 0{,}985$ und daher nicht mehr wesentlich steigerungsfähig. Beim Reglerstand $r = 28$ mm über dem unteren Anschlag hat sich also die Drosselklappe, Fig. 284, bereits so weit geöffnet, daß die angesaugte Mischung keinen merklichen Widerstand mehr findet, weitere Öffnung der Drosselklappe ist dann belanglos und hierdurch der *untere Reglerhub totgelegt*. Ist aber die Brennstoffaufnahme nicht mehr steigerungsfähig, so kann nach dem Energiesatz auch die Leistung nicht weiter steigen.

Anders als bei der Dampfmaschine, Fig. 270, § 151, ist also die

Digitized by Google

Höchstleistung der Maschine nicht durch den Regler oder seinen Anschluß, sondern durch die Maschine selbst gegeben. —

Die Dynamo der Gasmaschine arbeitete mit *Fremderregung*, sonst hätte mit abnehmender Drehzahl bei den letzten Versuchen 94 bis 96 auch $i$ abnehmen müssen. —

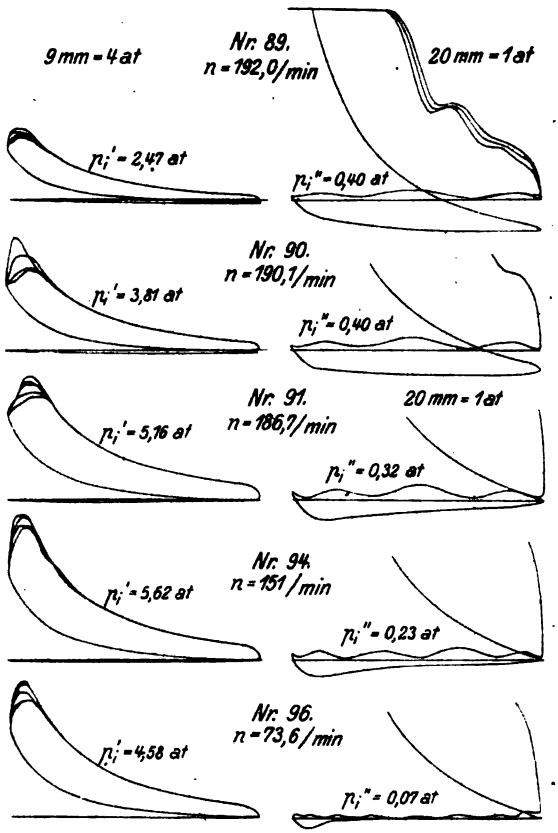



Fig. 296. Diagramme der Gasdynamo bis zur Überlastung. $^2/_3$ nat. Gr.

In den Schwachfederdiagrammen der Fig. 296 zeigen sich abklingende *Schwingungen* der durch den Auspuffvorgang angestoßenen Gassäule *im Auspuffrohr*. Diese verlaufen mit stets unveränderter Schwingungszeit, daher kommen bei den letzten Diagrammen kleinerer Drehzahl mehr Schwingungen auf den Auspuffhub.

**154. Einflüsse der Belastung.** Auf den zeitlichen Verlauf der Regeldiagramme nach Fig. 278ff. hat nicht nur der Regler Einfluß, sondern auch Vorgänge in der Kraftmaschine, wie die Speicherwirkung des Aufnehmers. Das wurde an Fig. 278 erläutert, wo die Überreglung über Punkt $C$ hinaus eine Folge dieser Aufnehmerspeicherung war.

Ähnliche Einflüsse können aber auch von der Belastung herrühren.

Digitized by Google

nämlich von dem Verlauf, den deren Kennlinie hat, die nicht immer wie in Fig. 271, Kurve 3 bis 5, parabolisch läuft.

Bei elektrischem Betrieb müssen beispielsweise, je nachdem eine Dynamo mit Fremderregung oder mit Selbsterregung arbeitet, Verschiedenheiten in den Reglungsdiagrammen auftreten; denn je nach

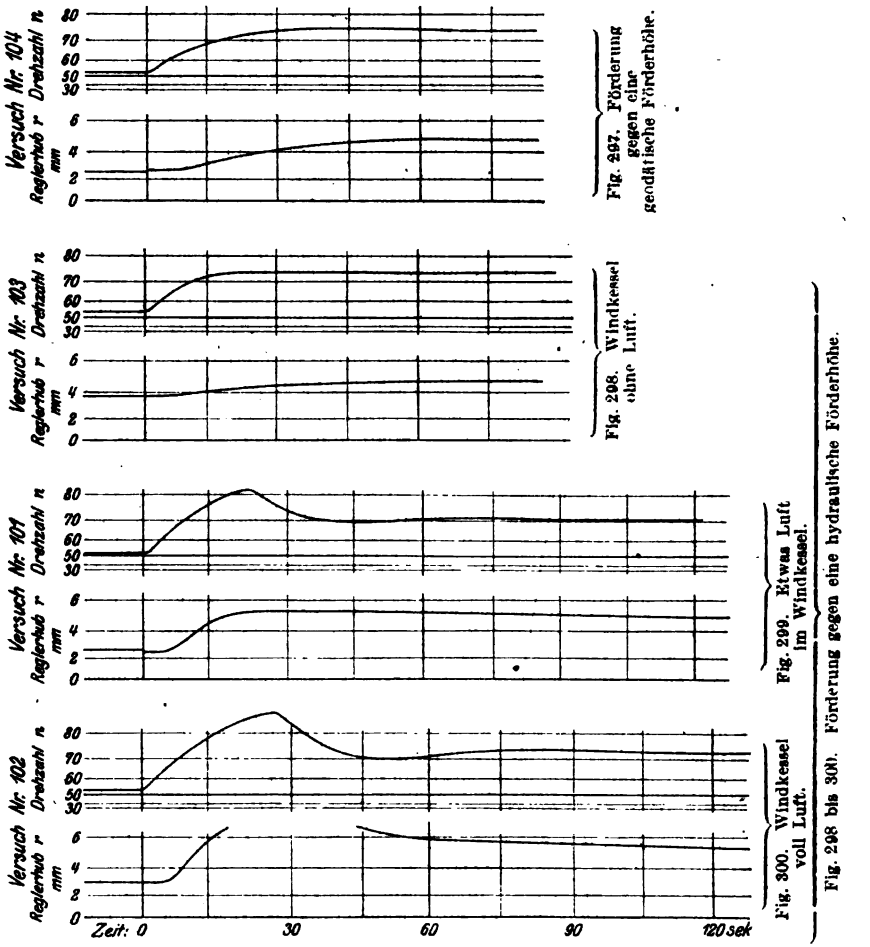



Fig. 297 bis 300.

der Art der Erregung ist, solange die Erregerpole nicht magnetisch gesättigt sind, der Grad der Selbstreglung ein verschiedener. Die beiden Diagramme der Fig. 285, S. 496 zeigen beim Übergang auf Vollast diesen Einfluß erkennbar, jedoch schwächer, als sich erwarten ließ: bei Selbsterregung ist die Selbstreglung stärker. Beim Übergang auf Leerlauf war der Einfluß nicht zu erwarten.

Unterschiede im zeitlichen Ablauf des Regelvorganges ergeben sich

Digitized by Google

allgemein außer durch *verschiedene Kennlinie* der Belastung auch noch durch *Speicherwirkungen* innerhalb der Belastung. Als Beispiel für beide Möglichkeiten werden noch die Diagramme Fig. 297 bis 300 gegeben, die an der aus Fig. 190 und 196 bekannten Pumpe aufgenommen wurden, indem die Stellzeuglänge (Verbindung zwischen Regler und Riderschieber, es handelte sich um eine Leistungsreglung) schnell verändert wurde. Die Verstellung war jedesmal um den gleichen Betrag erfolgt, und deshalb regelt die Reglung jedesmal auf (etwa) den gleichen Endzustand ein. Der Übergang aber erfolgt in verschiedener Weise, je nachdem ob die Pumpe gegen eine *geodätische* oder gegen eine *hydraulische Förderhöhe* arbeitet — erstere ergibt keine Selbstreglung, letztere gibt eine solche und führt daher den Endzustand schneller herbei (Fig. 298 gegen Fig. 297). Der Vergleich von Fig. 299 und 300 mit Fig. 298 läßt jedoch erkennen, wie die Beendigung des Regelvorganges verschleppt wird, wenn eine größere *Luftmenge im Windkessel* vorhanden ist. Dann kann nämlich eine Druckänderung nur zustande kommen nach Maßgabe der Verdichtung der im Windkessel eingeschlossenen Luft, und der von der Luft freigegebene Raum muß dann mit Wasser gefüllt werden; ein Teil der geförderten Menge wird also im Windkessel gespeichert. — Es ist ohne weiteres möglich, diese Vorgänge punktweise rechnerisch zu verfolgen.

Digitized by Google

# Namen- und Sachverzeichnis.


Abbildung 191.
Abbrand 124.
Abdampfausnutzung 57.
Abgase (Koks) 123, (Steinkohle) 90, (Gasmaschine) 322.
Abgasanalyse und Mischungsverhältnis (Gasmaschine) 335.
Abgaskalorimeter 325.
Abgleichung 436, 471, 481.
Ablesungen, Verteilung 86, 161, 709, 299.
Ablesungsprotokoll 69, (Dampfkessel) 70, (Dampfturbine) 158, (Dampfmaschine) 210, (Gasmaschine) 300, 309.
Ablesungsregeln 161, 299.
Ablesungsfehler, Berichtigung 170, 299, 313, 466.
Abnahme (rechtlich) 43.
Absperrorgan, Kennlinie des Abschlusses 396, 435.
Achsenregler 277.
Amerikanische Normen 63, 77, 79, 85.
Anlaufperiode, Kreiselpumpe 425.
Anlassen der Gasmaschine 378.
Annahme als Erfüllung (rechtlich) 44,53.
Anzeigepflicht bei Mängeln 50.
Arbeitsentziehung aus Dampf 192.
Arbeitsfähigkeit von Dampf 120, 153.
Arbeitsmaschine 381.
Arbeitsvermögen der Reglung und Stellzeug 500.
Arbeitsvermögen des Reglers 475, 488, 490.
Arbeitsverlust durch Resonanz im Windkessel 414, 421.
Aufnahme, Hergabe 4.
Aufnehmerspannung 271.
Aufnehmer, Wirkung auf die Reglung 493.
Auftrieb im Überhitzer 107.
Ausfluß von Dampf 145, 200, 290.
Ausflußmenge und Druck 200, 404.
Ausgleich mehrerer Zusagen 34.
Ausklinksteuerung 283.
Aussetzende Zündung 377.
Auspuff und Kondensation, (Dampfturbine) 181, 196, (Dampfmaschine) 217, 250.
Auspuffbetrieb 155, 164.
Auspuffgase, Temperatur 330.
Auspumpversuch 439.
Äußere Betriebsbedingungen 20, 25.

Barometerstand 25, 321, 471.
Bedingende Angaben bei Gewährleistung 18, 20.
Beharrungszustand, Dampfkessel 100, 101, 107.
— (Verdampfungsversuch) 79, 96.
Belastung, (Dampfkessel) 101, 104, (Dampfmaschine) 211, (Dampfturbine) 161, (Gasmaschine) 301, 310, (Ölmotor) 373.
—, Einfluß wechselnder 9.
—, Kennlinie der 13, 481.
— -sart 13.
— -sgrad 4, 174.
— -sprünge 491.
Benachbarte Kessel 112.
— Maschinen 12.
Berichtigung von Ablesungen 170, 299, 313, 466.
Betriebszustand 27, 380, 473
Betriebsbedingungen, äußere 20, 25.
Bremsung einer Gasmaschine 306.
Bewegliche Sachen (rechtlich) 43.
Beweislast 52.
Beweissicherung 52.

Carnot-Prozeß 153.
Charakteristik siehe Kennlinie.

Dampfaufnahme, -verbrauch 150.
— der Dampfturbine, unabhängig von Druck und Drehzahl 201.
Dampfdiagramm, normales 267, fehlerhaftes 293.
Dampfdruck 235.
Dampfgeschwindigkeit in Steuerung 284.
Dampfgewicht, arbeitendes 262.
Dampfkessel 60 (veränderlicher Rost) 32, (Wärmebilanz) 87.
Dampfkraftanlage 26, 39, 254.
Dampfkraftmaschinen 149.
Dampfleitung 117.
Dampfmaschine 206, 23, 33.
—, Reglung 491.
Dampftabelle, Benutzung 66, 137.


Digitized by Google

Dampfturbine **157**, 33.
Dämpfung der Reglung 498.
Dampfverbrauch der Pumpmaschine 389.
Dampfvolumen (Turbine) 167, 173, (Wasserwärmer) 146.
Dampfwärme 137.
Dampfzustand (Dampfmaschine) 233.
— in Turbinenstufen 192.
Dampf- und Steuerungsdiagramm 275.
Dauerbetrieb oder nicht 242, 442.
Dekompression 379.
Diagramm und Steuerung 267, 279, 377.
Dieselmotor **370**.
Dimensionslose Angaben 32, 175, 457.
— Diagramm 175, 230, 470.
Diffusor 447.
Doppelschiebersteuerung 277.
Drehmoment 8, 185, 240, 242, 393.
Drehzahl 7, (Dampfmaschine) 239, (Dampfturbine) 185, (Flugmotor) 24, (Gasmaschine) 343, (Kolbenpumpe) 389, (Ventilator) 452.
— und Diagramm der Dampfmaschine 270.
— Reglung 484.
—, hohe, Verbrennungskraftmaschine 379.
— und wirtschaftlicher Betrieb 242.
Drosselorgan, Kennlinie 396, 435.
Druckabfall (Dampfleitung) 119, (Dampfmaschinensteuerung) 289, 293, (Pumpenventil) 402, 408.
Druck und Ausflußmenge 200, 404.
Druck, Kolbenpumpe 391.
Druckmessung 446.
Druck, statischer, dynamischer, Gesamt- 446.
Druckstufen i. Dampfturbine 192.
Druckverlust siehe Druckabfall.
Duplexpumpe 420.
Düse der Dampfturbine 197.
Düsenverstellung (Dampfturbine) 33, 171.
Düsenwert hydraulischer Widerstände 400, 456, 431, 461.
Dynamisches Verhalten des Reglers 491.
Dynamische Windkesseltheorie 416.

Eigenschaften, zugesagte 45.
Eigenschwingungszahl einer Wassersäule 415.
Einblasedruck am Ölmotor 373.
Einlaufdauer (Dampfkessel) 79, 108, (Pumpe) 392.
Einsteuerung, (Dampfmaschine) 278. (fehlerhafte) 294, (Verbrennungskraftmaschine) 380.
Elektrische Messungen 158, 427, 430.
— Schaltung 304.
— Verluste 214.
Energiebilanz 4, (Dampfkessel) 87, (Dampfkraftanlagen) 254, (Dampfmaschine) 257, (Gasmaschine) 322, (Ventilator) 455, (Wasserwärmer) 139.
Energieumsatz im Regler 475, 488.
Entropiediagramm (Dampfmaschine) 263, (Gasmaschine) 365.
Entropietafel siehe is-Tafel.
Erläuternde Zahlenangaben 18.
Entwässerung, landwirtschaftliche 40, 438.
Ergänzung von Ablesungen 170, 466.
Erwärmung, (Kreiselpumpe) 427, (Ventilator) 452.
Expansionslinie 264.
Exponentenermittlung 191, 266.

Fehler im Dampfdiagramm 293.
Fehler, Mängel (rechtlich) 45.
Fehlerberichtigung 299, 313.
Fehlergrenze 17.
Fehlerhafter Pumpengang 421.
Festbremsung der Dampfturbine 188, 192.
Feuerung des Dampfkessels 87, 105, 128.
Flaschenzug 28.
Flugmotor 24, 322.
Förderhöhe, geodätische und hydraulische 441, 442.
— (Pumpe) 386, (Kolbenpumpe) 391, (Kreiselpumpe) 425, (Messung) 432.
Freifallsteuerung 283.
Frischdampfdruck 235.
Füllungsgrad, thermometrischer (Gasmaschine) 318.
Füllung (Dampfmaschine) 225, (Gasmaschine) 318.
Füllung und Reglerstand 476.
Füllungsverhältnis der Gasmaschine 318, 505.
Füllungs- und Gemischreglung 334.

Gasmaschine 25, **298**.
— Reglung 495, 503.
Gasantrieb für Gebläse 421.
Garantie siehe Gewährleistung oder Zusage.
Garantieversprechen (rechtlich) 52.
Gebläse 421.
Gefahrübergang (rechtlich) 44.
Gegendruck (Dampfturbine) 182, (Dampfmaschine) 248.
Gegendruckturbine 168.
Gegenstrom, Gleichstrom 144, 146.
Gemisch- und Füllungsreglung 334.
Genauigkeit (Verdampfungsversuch) 75.
Geodätische und hydraulische Förderhöhe 441, 442.
Geräuschlosigkeit (Ventilator) 18.
Gesamtdruck 446.

Digitized by Google

Gesamtlieferung 34.
Geschlossener, offener Betrieb 26.
Getriebeverlust 27, 30, 219, 312, 314, 345.
Gewährleistung 54, 111; siehe Zusage.
Gewicht oder Volumen (Pumpe) 381.
Gleichstrom, Gegenstrom 144, 146.
Gleichgewicht (chemisch) 127.
Gleichzeitigkeit der Zusagen 172, 32.
Grenzvakuum (Dampfturbine) 203.
Gruppe, Beeinflussung der Glieder 12, Rückwirkung von Hilfseinrichtungen 13.
Gutachter, rechtliche Stellung 57, 59.
Gütegrad 151, 176, (Dampfmaschine) 229, (Dampfturbine) 177, (Gasmaschine) 352, 359.

Heberkreiselpumpe 438.
Heizfläche (Kessel) 64.
Hebezeug 28, 47.
Hilfseinrichtungen, Rückwirkung, 13, Verrechnung 316.
Hochbehälter, Förderung in 35, 243, 386, 423.
Höchstleistung, Beeinflusung durch gemeinsame Hilfseinrichtungen 14.
Höchstleistung (Gasmaschine) 321, (Dampfkessel) 109, 112.
—, Steigerung der 9, 23.
— und Verbrauch (Dampfmaschine) 269.
— und Wirtschaftlichkeit 4.
Hülsenhub siehe Reglerstand.
Hydraulische und geodätische Förderhöhe 441, 442.
Hydraulischer Widerstand 394, 428.

Idealprozeß siehe theoretischer Kreisprozeß.
Indikatordiagramm, (Dampfmaschine) 257.
—, (eigenartige) 378.
— (Ölmotor) 376, (Gasmaschine) 307.
Indizierter Druck, Stufenkolbenpumpe 388.
Indizierte Leistung, Begriff 314.
— (Dampfmaschine) 219.
Instrumente, Beschaffung der 58.
Irreversible Vorgänge 249.
is-Tafel 160, 178, 193, 194, 197, 227.

Juristische Begriffe 40.

Katze (Hebezeug) 31.
Kaufpreis einbehalten 52.
Kauf-, Werkvertrag 41.
Kennlinie (Belastung) 477, 481, 507, (Kreiselpumpe) 435, (Regler) 476, 477, 479, (Rohrleitung) 428, 431, 394, (Ventil) 396, (Ventilator) 462, (Wasserschieber) 435.
— Reglungskennlinie der Kraftmaschine 476, 480.
Kennzahlen, Ventilator 457.
Kesselgruppe 15.
Kette (Kran-) 47.
Kleinkessel 65.
Klemmung, Reglung 497.
Krankette 47.
Kreiselrad- gegen Kolbenmaschine 7, 433.
Kreiselpumpe 23, 423.
—, Allgemeines Verhalten 436.
— Parallelarbeiten 436.
Kreisprozeß siehe Theoretischer Kr.
Koksverbrennung 120.
Kolbendampfmaschine 206.
Kolben-gegen Kreiselradmaschine 7, 433.
Kolbenreibung in der Wärmebilanz 324.
Kolbenpumpe 381.
Kompression (Dampfmaschine) 248, (Gasmaschine) 349.
Kompressor 445.
Kondensationsbetrieb 155, 166.
—, Vorsicht beim Übergang zum 250.
Kontrollen 161, 466.
Künstlicher Zug 19, 115.
Kurvenscharen 188, 464.
Kühlanlage 3, 34, 243.
Kühlmantel, Wärmeabgabe 324.
Kühlwassermenge 346.

Ladungsgewicht (Gasmaschine) 360.
Langsamläufer 9.
Lässigkeit 27, (Dampfmaschinenkolben) 294, (Dampfmaschinenventil) 295, (Kreiselpumpe) 443, 444, (Ventilator) 473.
Laufkatze 31.
Leerlauf 163, 216, 301.
Leistungsparabel 7, (Dampfturbine) 186, 189.
Leistungsreglung, Dampfpumpe 397.
Leistungsverlust durch Resonanz im Windkessel 414, 421.
Lieferzahl (Ventilator) 458.
Lieferungsbedingungen der Maschinenbau-Anstalten 55.
Lieferungsgrad (Gasmaschine) 317.
Logarithmische Darstellung 190.
— Verfahren 265.
Luftbedarf 337.
Luftdichte 25, 321, 471.
Luftleitung, Schwingungen 421.
Luftmangel (Gasmaschine) 340, 381, (Ofen) 126.
Luftmessung 17, 449 aus Temperaturerhöhung 455.

Digitized by Google

Lufttemperatur 25, 321, 471.
Luft im Pumpenraum 421.

Mängelhaftung 45.
Mängel, Fehler 45.
Manometrische Förderhöhe 441.
Maschinengruppe, Beeinflussung der Glieder 12.
Maschinensatz, -gruppe 2.
Mariottesche Linie 264.
Mauerwerk des Dampfkessels, Wärmespeicherung 100.
Minderung, Berechnung 57.
—, Wandelung 47.
Mischung und Zündungspunkt 337.
Mischungsverhältnis 331.
— und Abgasanalyse 335.
Mollier-Tafel siehe is-Tafel.
Muffenhub siehe Reglerstand.

Nachbesserungsrecht 46, 49.
Nachhinken des Reglers 493.
Negative Nutzleistung 312.
Nicht umkehrbare Vorgänge 249.
Niederdruckfüllung 33, 244.
Normaldampf 64.
Normen 16, 64.
—, amerikanische 63, 77, 79, 85.
— der Fachvereine 54.

Ofen 120.
Offener, geschlossener Betrieb 26.
Öffnung, gleichwertige (äquivalente) siehe Düsenwert.
Öffnungsdauer und Voreilung (Steuerung) 278.
Ölbremse, Reglung 499.
Ölmaschine 19, 35, 39, **370**.
Ölpuffer (Freifallsteuerung) 284.
Ölverbrennung in der Gasmaschine 27, 324.
Originalprotokoll 70, 158, 210, 300, 385.

Parallelarbeiten von Kreiselpumpen 436.
Parallelstrom, Gegenstrom 144, 146.
Peltonrad 23.
Protokoll 70, 158, 210, 300, 385.
— führung 69.
Puffer 284.
Pumpe, Zusagen 19.
—, Pumpmaschine, Pumpanlage 385.
Pumpwerk 35.

Rankinisieren 257.
Rauchgase 122.
Rauchgasmenge 90.
Rauchschieberstellung 96.
Rechtliches über Abnahmeversuche **40**.
Regeln der Fachvereine siehe Normen.
Reglung **475**, (Gasmaschine) 495, 503, (Leistungsreglung der Pumpe) 397.
Reglerstand (Muffenhub) 225, 501.
Reglerstand und Füllung 476.
Reibung im Regler 497.
Rekordziffern 40.
Resonanzerscheinungen 411, 421, 422.
Restverlust 6.
Richtkraft des Reglers 492.
Ringspalt, Kreiselpumpe 443, Ventilator 473.
Rohrleitung, Verlust 440.
Rost veränderlich (Dampfkessel) 32.
Rostbelastung 65.
Rückdruck oder Steuerung 487.
Rückstände, Gasmaschine 360.
Rücktrittsrecht 56.
Rückwirkung der Steuerung 486.

Sachverständige, Stellung, Kosten 57.
Saugzuganlage 19, **115**.
Schadenersatz 47, (Berechnung) 56.
Schichthöhe (Verbrennung) 126.
Schiedsrichter, Schiedsmänner 59.
Schieber (Absperrorgan), Kennlinie des Abschlusses 396, 435.
Schieberstellung (Dampfkessel) 96.
Schieberellipse 282.
Schmieröl, Verbrennung 300, 324.
Schmierung 27.
Schnelläufer 9.
Schornstein **131**, gemeinsam für mehrere Kessel 14.
Schornsteinhöhe 111.
Schornsteinzug 110, 112, 131.
Schubstangenlänge, endliche 275.
Schwachfederdiagramm 309, 372, 377, 378.
Schwelende Verbrennung 378.
Schwingungen im Auspuff der Gasmaschine 506.
— in Pumpenleitungen 411, 415, 419.
— in Gebläseleitungen 421.
Schwungradwiderstand 27.
Selbstreglung der Kraftmaschinenbelastung 492, 495.
Selbstzündung 379.
Stellzeug (Reglung) 499, 502.
Speicherwirkung (Reglung) 493, 507.
Speisung (Verdampfungsversuch) 82.
Spezifisches Gewicht (Pumpe) 444.
Spezifische Wärme von Gasen 95, 367.
Spielraum (Toleranz) 16, 54, (Bedingungen) 20.
Statische und dynamische Eigenschaften des Reglers 493.
Statische Förderhöhe 386, 438, 423, 425.
Statischer Druck 432, 446.
Steuerung, Auskurbeln 278.

Digitized by Google

Steuerungsdiagramm 274.
Stufen der Dampfturbine 192.
Stufenkolbenpumpe 387.

Tachograph 491.
Tageslieferung, wirtschaftlichste Förderung 243, 442.
Temperatur der Abgase 97, 105, der Auspuffgase 330.
Temperaturen im Gasmaschinenzylinder 358, 362.
Temperaturerhöhung im Ventilator 455.
Temperaturverlust. Schornstein 134.
Theoretischer Kreisprozeß (Dampfkraftmaschine) 153, 229, 261, (Gasmaschine) 354.
Thermischer Wirkungsgrad, bezogen auf Luft 341.
Toleranz siehe Spielraum.
Tourenzahl siehe Drehzahl.
Trägheit des Reglers 493.
Treiböl und Zündöl 370.

Überdeckung und Voreilung 277, 280.
Überförderung einer Kolbenpumpe 420.
Übergabe (rechtlich) 43.
Überhitzer 65, 67, 98.
Überhitzung 233, 261.
Überhitzter Dampf, Wärmeinhalt 67.
Überlastung einer Gasmaschine 503.
Umlaufzahl siehe Drehzahl.
Umrechnung (Dampfkessel) 72, (Ölmotor) 371.
— auf Normalverhältnisse 321.
— auf Sollbedingungen 22, 204.
Umsatz 6.
Undichter Kolben, Ventil (Dampfmaschine) 294.
Undichtheit, Gasmaschinenventil 380.
Undichtheit, Pumpenventil 423.
Unempfindlichkeit (Regler) 479.
Unfruchtbare Versuche 40.
Ungleichförmigkeit (Regler) 478, 485.
Unterbrochener oder Dauerbetrieb 242, 442.

Ventilator 27, 444.
— (Geräuschlosigkeit) 18.
— (Lässigkeit) 474.
—, Ventilationsmaschine 461.
Ventilbewegung (Dampfmaschine) 282, (Pumpe) 408, 422.
Ventilerhebungsdiagramm siehe Ventilbewegung, Ventilhub.
Ventilhub (Pumpe) 401.
Ventil undicht (Pumpe) 423.
— querschnitt, freier 292.
Verbrauch 5.
— und Höchstleistung 7, 40, 269.
Verbrennung 120.
Verbrennungskraftmaschine 296.
Verbundmaschinen-Diagramm 271.
Verdampfungsversuche 68.
Verdampfungsziffer 62.
Verdichtungsgrad (Gasmaschine) 349.
Vereinbarungen der Fachvereine 54.
Vergleichsprozeß siehe Theoretischer Kreisprozeß.
Verjährung der Mängelansprüche 51.
Verlustflächen 267.
Verluste bei wechselnder Leistung 10, bei Leerlauf 214.
Verlust in Rohrleitungen 117, 389, 440.
Versetzte Diagramme 377.
Versuchsanordnung (Dampfmaschine) 155, (Gasmaschine) 303, (Kreiselpumpe) 423, 429, (Ventilator) 449, (Regler) 483, (Ofen) 121, (Schornstein) 131.
Versuchsausführung (Wasserwärmer) 187.
Versuchsbericht 71, 204, 212.
Versuchsdauer (Verdampfungsversuch) 75.
Versuchsprotokoll 210.
Verteilung der Ablesungen 86, 161, 209, 299.
Vertragsarten 40.
Vertretbare (Gattungs-) Sachen (rechtlich) 42.
Viertakt, Zweitakt 315.
Völligkeit 263.
Volumen oder Gewicht (Pumpe) 381, (Ventilator) 448.
Volumetrischer Wirkungsgrad (über Eins) 420, (Gasmaschine) 317, 505, (Pumpe) 383, 421.
Vorbelastung des Pumpenventils 407.
Voreilung und Überdeckung 277, 280.
Vorein-, -ausströmung 268.
Vorgeschwindigkeit der Luft 446.
Vorspannung der Ventilfeder 407.
Vorwärmerleistung 113.

Wandlung, Minderung 47.
Wanderrost 128.
Wärmebilanz siehe Energiebilanz.
Wärmeerzeugung im Ventilator 454.
Wärmeinhalt und Arbeitsentziehung 192.
Wärmeinhalt von Dampf 65, 137.
Wärmekraftmaschinen 149.
Wärmespeicherung (Mauerwerk) 100.
Wärmeübertragung, Dampfkessel 97.
Wärmeverlust (Dampfleitung) 118.
Wälzhebel 283.
Wassergeschwindigkeit im Pumpenventil 404, 409.
Wasserwärmer 184.



Digitized by Google

Wasserwärmer eingebaut 144.
Wehrmessung 439.
Werk-, Kaufvertrag 41.
Windkesselwirkung (Pumpe) 411.
Wirkungsgrad 5, (Dampfkessel) 62, 103, (thermischer, wirtschaftlicher) 150, 151, (thermischer bezogen auf Luft) 341, (mehrere) 137, (Vorteile von hohem) 7.
Wirtschaftlichkeit und Höchstleistung 4.
Wortzusage, Zahlzusage 17.

Zähigkeit (Pumpe) 444.
Zahlenbeispiele:
Abgasmenge 90, 122, 336.
Auftrieb 104.
Ausfluß von Dampf 200, in der Steuerung 287, von Wasser 403, 405.
Ausgleich der Zahlzusagen 35, 39.
Berechnung der Minderung und des Schadenersatzes 56.
Dampfdüse 197.
Dampfgeschwindigkeit im Ventil 287.
Dampfmaschine 207.
Dampfturbine 157.
Dampfvolumen 139, 173.
Elektrische Messung 426.
Elektrizitätszentrale 39.
Entropiediagramm 367.
Exponentenbestimmung 190, 265.
Fehlerbestimmung 17, 76.
Gasmaschine 299.
Geschwindigkeit im Ventil (Dampf) 287, (Wasser) 405.
Gütegrad (Dampfmaschine) 226, (Gasmaschine) 356.
Heizwert 371.
Indizierte Leistung 219, 309.
Kolbenpumpe 385.
Kreiselpumpe 426, 433.
Ölmotor 371.
Pumpwerk mit Ölmotor 35.
Rankinisierung 259.
Reglereigenschaften 483, 486, 491, 498.
Resonanz 417.
Spezifische Wärme, von Gasgemisch 94, 367.
Temperaturen in Gasmaschine 360.
Überhitzerleistung 67.
Verdampfungsversuche 68.
Ventilator 450, Kennzahlen 470. Lässigkeit 474.
Ventilbewegung 288, 408.
Verlust bei Leerlauf 214.
Volumetrischer Wirkungsgrad der Kolbenpumpe 384.
Wärmebilanz, Dampfkessel 93, Dampfkraftanlage 254, Gasmaschine 322.
Wärmeinhalt von Dampf 65.
Wärmespeicherung, Dampfkessel 101.
Wärmeverlust 349, 455.
Wasserwärmer 138.
Zahlzusage, Wortzusage 16, 18.
Zeitdiagramme (Pumpe) 419, (Pumpenventil) 411.
Zentrifugalpumpe siehe Kreiselpumpe.
Zuganlage, künstliche 19, 115.
Zugesagte Eigenschaften 45, 55.
Zugstärke (Kessel) 20.
Zugverhältnisse am Kessel 105, 110, 112.
Zündöl und Treiböl 370.
Zündfähigkeit des Gemisches 332.
Zündung aussetzend 377.
—, Kerzen- und Abreiß- 346.
Zündungszeit 326, und Drehzahl 346, und Mischung 337.
Zusagen, Gleichzeitigkeit 32.
—, mehrere 18, 32, 34, 39; siehe Gewährleistung.
Zustand der Maschine 27.
Zustandswerte und Mengenwerte 209.
Zwischenabschlüsse, Zwischenablesungen 69, 161, 299, 384.
Zylindervolumen und Gütegrad 231.

Druck der Spamerschen Buchdruckerei in Leipzig.

Digitized by Google

**Technische Messungen bei Maschinenuntersuchungen und im Betriebe.** Zum Gebrauch in Maschinenlaboratorien und in der Praxis. Von Professor Dr.-Ing. **A. Gramberg,** Danzig-Langfuhr. Dritte, vielfach erweiterte und umgearbeitete Auflage. Mit 295 Textabbildungen.
Preis gebunden M. 10.—

**Technische Untersuchungsmethoden zur Betriebskontrolle,** insbesondere zur Kontrolle des Dampfbetriebes. Zugleich ein Leitfaden für die Arbeiten in den Maschinenlaboratorien technischer Lehranstalten. Von Ingenieur **Julius Brand,** Oberlehrer der Kgl. Vereinigten Maschinenbauschulen zu Elberfeld. Zweite, vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 301 Textabbildungen, 2 lithogr. Tafeln und zahlreichen Tabellen.
Preis gebunden M. 8.—

**Die Dampfkessel nebst ihren Zubehörteilen und Hilfseinrichtungen.** Ein Hand- und Lehrbuch zum praktischen Gebrauch für Ingenieure, Kesselbesitzer und Studierende von **R. Spalckhaver,** Regierungsbaumeister, Kgl. Oberlehrer in Altona a. E., und **Fr. Schnelders,** Ingenieur in M.-Gladbach (Rhld.). Mit 679 Textabbildungen. Preis gebunden M. 24.—

**Die Dampfkessel.** Lehr- und Handbuch für Studierende techn. Hochschulen, Schüler höherer Maschinenbauschulen und Techniken, sowie für Ingenieure und Techniker. Bearbeitet von **F. Tetzner,** Professor, Oberlehrer an den Königl. Vereinigten Maschinenbauanstalten zu Dortmund. Fünfte, verbesserte Auflage. Mit 230 Textabbildungen und 44 lithograph. Tafeln. Preis gebunden M. 10.—

**Berechnung, Entwurf und Betrieb rationeller Kesselanlagen.** Von **Max Gensch,** Ingenieur. Mit 95 Textabbildungen.
Preis gebunden M. 6.—

**Die Dampfkessel und ihr Betrieb.** Allgemeinverständlich dargestellt von **K. E. Th. Schlippe,** Geheimer Regierungsrat. Vierte, verbesserte und vermehrte Auflage. Mit 114 Textabbildungen. Preis gebunden M. 5.—

**Handbuch der Feuerungstechnik und des Dampfkesselbetriebes.** Mit einem Anhange über allgemeine Wärmetechnik. Von Dr.-Ing. **Georg Herberg,** beratender Ingenieur, Stuttgart. Mit 54 Abbildungen und Diagrammen, 87 Tabellen, sowie 43 Rechnungsbeispielen.
Preis gebunden M. 7.—

**Die ortsfesten Kolbendampfmaschinen.** Ein Lehr- und Handbuch für angehende und ausübende Konstrukteure von Professor **Fr. Freytag,** Kgl. Baurat, Lehrer an den Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz. Mit 319 in den Text gedruckten Abbildungen und 18 Tafeln.
Preis M. 14.—; gebunden M. 16.—

**Entwerfen und Berechnen der Dampfmaschinen.** Ein Lehr- und Handbuch für Studierende und angehende Konstrukteure. Von **Heinrich Dubbel,** Ingenieur. Dritte, verbesserte Auflage. Mit 470 Textabbildungen. Preis gebunden M. 10.—

**Die Steuerungen der Dampfmaschinen.** Von Ingenieur **Heinrich Dubbel,** Berlin. Mit 446 in den Text gedruckten Abbildungen.
Preis gebunden M. 10.—

*Teuerungszuschlag auf geheftete Bücher 20%, auf gebundene Bücher 30%.*

Digitized by Google

Digitized by Google